JOZA SERDAR

PRENOSILA I DIZALA

TEHNIČKA KNJIGA
ZAGREB 1965.

Prof. ing. Joza Serdar

PRENOSILA I DIZALA

MANUALIA UNIVERSITATIS STUDIORUM ZAGREBIAE
UDŽBENICI SVEUČILIŠTA U ZAGREBU

Ing. JOZA SERDAR
profesor Strojarsko-brodograđevnog fakulteta u Zagrebu

K.Z

PRENOSILA I DIZALA

Granici i prenosila povremene dobave

II izdanje

Zvonimir Krleža dipl. ing. stroj.
Ovlašteni inženjer strojarstva
za sve stručne smjerove
Graditeljska škola Čakovec
Čakovec
br. 798

TEHNIČKA KNJIGA
ZAGREB 1965.

Odobreno rješenjem Komisije za udžbenike i skripta Sveučilišta u Zagrebu broj 08—862/1-1965 od 30. III 1965.

Tisak: Izdavačko-štamparsko preduzeće JŽ Subotica

SADRŽAJ

Uvod 9

100 GRANICI 11

110 PRIGON GRANIKA 15

111 Otpori vožnje 15

Otpor ustaljene vožnje 15
Otpor ubrzanja 23

112 Određivanje snage motorima 33

113 Pokretanje granika 37

Minimalno vrijeme ubrzavanja pri pokretanju 42

114 Vrsti prigona granika 44

Ručni prigon 44
Motorni prigon 45
Parni prigon 45
Prigon motorima s unutarnjim izgaranjem 49
Hidraulički prigon 49
Prigon komprimiranim zrakom 51
Električki prigon 51

115 Kočenje granika 71

Kočenje pri vožnji 71
Kočenje pri dizanju 80
Kočenje pri okretanju 85

116 Prenosnici 92

Koloturnici 92
Prenosnici sa zupčanicima 97

120 VITAO GRANIKA 102

121 Vitla mosnog granika 102

122 Vitao s dohvatnikom 109

Okretanje granika 111
Pomicanje dohvatnika 116

130 POSTOLJE GRANIKA 137

131 Mosni granik 155

Valjani nosači 157
Punostjeni nosači 165
Rešetkasti nosači 204
Tračnice 218
Poprečni nosači 220

132 Okretni granik 225

Protuuteg 228
Pritisci točkova okretnice 230
Stabilnost granika 230
Prtisci točkova postolja granika 233

140 ELEMENTI GRANIKA 239

141 Užeta 239

Konopna užeta 239
Čelična užeta 240

142 Lanci 253

Člankasti lanci 253
Zglobni (Gallovi) lanci 255

143 Užetnici i lančanici 257

144 Bubnjevi 260

Bubnjevi za čelična užeta 260
Bubnjevi za lance 266

145 Kuke 267

146 Kočnice 275

Čeljusne kočnice 276
Pojasne kočnice 284

147 Zadržači 290

Zupčasti zadržači 290
Tarni zadržači 293

200 PRENOSILA POVREMENE DOBAVE 295

211 Rudničke lokomotive 295

Zračne lokomotive 296
Dizl-lokomotive 298
Električke lokomotive 300
Rudničke površinske lokomotive 303

PREDGOVOR

Ovaj je udžbenik pisan u prvom redu za studente Strojarsko-brodograđevnog fakulteta u Zagrebu. Nadam se da će korisno poslužiti i inženjerima u praksi.

Predmet: prenosila i dizala, predaje se na Strojarsko-brodograđevnom fakultetu u Zagrebu studentima treće godine, koji su se u ranijim godinama studija upoznali s konstruiranjem elemenata strojeva. Zadatak je nastave iz ovog predmeta da se studenti upoznaju s konstruiranjem uređaja i naprava u kojima su elementi strojeva povezani u jednu cjelinu, i da se upoznaju s metodama rada pri projektiranju, konstruiranju i gradnji prenosila i dizala. Povezivanjem elemenata u jednu cjelinu, na davanje oblika elementima strojeva jasno dolaze do izražaja oni utjecaji, koji proistječu iz međusobne povezanosti tih elemenata. U zadatak nastave iz ovog predmeta spada i upućivanje studenata u samostalan rad, da im se omogući što bolji razvitak sposobnosti samostalnog snalaženja u rješavanju tehničkih problema.

S obzirom na spomenuti zadatak nastave iz toga predmeta i s obzirom na broj sati određenih nastavnim planom za predavanja toga predmeta, izvršio sam izbor gradiva i razradio ga na takav način, da bi studenti mogli što lakše i na poučan način savladati osnove koje će im biti potrebne za tehničku djelatnost u njihovoj budućoj praksi.

Pri dubljem i svestranijem ulaženju u materiju ovog predmeta treba se poslužiti literaturom navedenom na kraju ovog udžbenika.

Za jedinicu sile u ovoj je knjizi upotrebljen naziv kilopond [kp] *Naziv kilogram* [kg] *odnosi se samo na jedinicu mase. Sa* [t] *je označena tona-težina, a ista se oznaka odnosi i na masu.*

Na ovom bih mjestu htio zahvaliti svojim asistentima ing. Dušanu Skariću i ing. Dragutinu Cazinu na pomoći koju su mi pružili pri izradi slika za ovaj udžbenik.

Joza Serdar

U V O D

Sve veća raznolikost djelovanjâ koja treba da savladuju prenosila i dizala, i sve više radnih oblasti u kojima ih se primjenjuje, pa različite okolnosti pod kojima prenosila i dizala trebaju da rade, dovodi neprestano do novih vrsti ovih postrojenja i naprava. Sva se ta prenosila i dizala razvrstavaju na veoma različite načine.

Mi ćemo razvrstati prenosila i dizala na ovaj način.

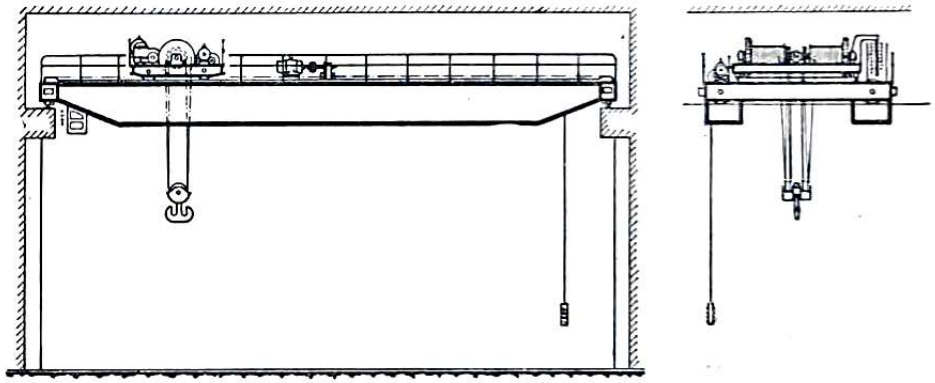
1. granici i dizala;
2. prenosila povremene dobave;
3. prenosila neprestane dobave;
4. specijalna prenosila i dizala.

Granikom ćemo nazivati takovo postrojenje koje teret diže, i vodoravno ga prenosi. Visine dizanja su promjenljive i obično iznose samo nekoliko metara. Rijetko kada dosežu nekoliko desetaka metara. Vodoravno prenošenje također je promjenljivo, ali ograničeno određenim prostorom. To se prenošenje postiže gibanjem čitavog granika, ili barem glavnog dijela njegova postolja. Time se granik i razlikuje od dizala, koja se ne gibaju vodoravno. Naprave na kojima visina tereta za vrijeme njegova prenošenja ostaje nepromijenjena, nazivamo prenosilima.

Među tipične granike spadaju naprave, odnosno postrojenja, kojima se u tvorničkim radionicama dižu, prenose i spuštaju tereti. Liftovi su tipična dizala, a rudnički vagoneti vučeni lokomotivom tipična su prenosila. Međutim, među prenosilima neprestane dobave ima mnogo takovih koja teret i dižu, ili ga čak samo dižu.

100 Granici

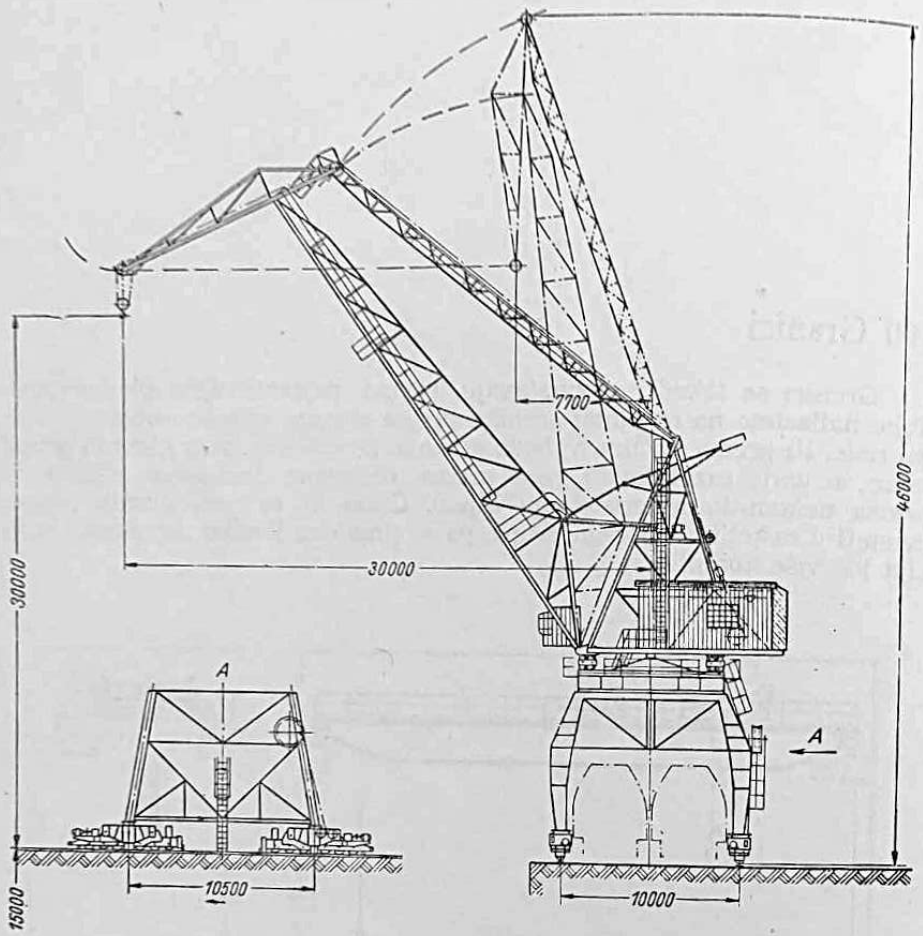
Granici se također razvrstavaju prema najrazličitijim okolnostima. Tako nailazimo na razdiobu granika prema mjestu, odnosno oblasti u kojoj rade, ili prema načinu njihova gibanja. Granike iz ovih glavnih grupa može se dalje razvrstavati, npr. prema njihovom vanjskom obliku, ili prema nekom karakterističnom dijelu. Često bi se neki granik mogao svrstati u nekoliko diobenih grupa, pa se time ova ionako zamršena situacija još više komplicira.



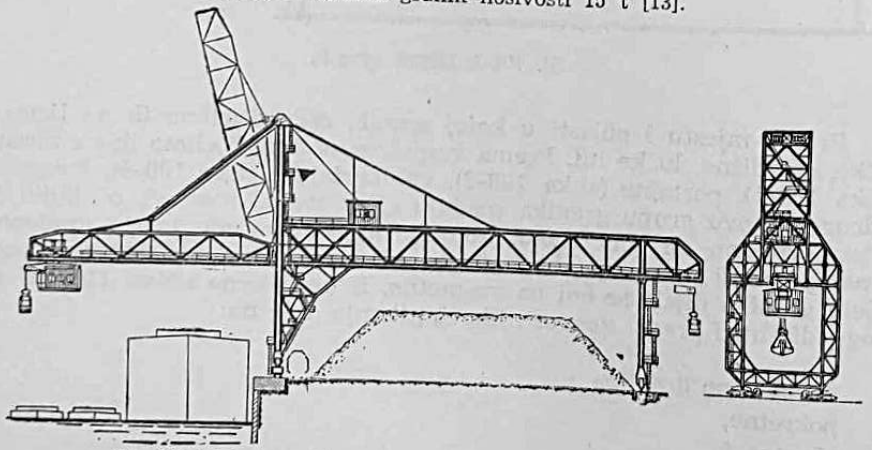
Sl. 100-1 Mosni granik.

Prema mjestu i oblasti u kojoj granici rade dijelimo ih na ljevaoničke, skladišne, lučke itd. Prema vanjskom obliku dijelimo ih na mosne (slika 100-1), portalne (slika 100-2), poluportalne (slika 100-4), konzolne i druge. U ovu grupu granika spadaju i pretovarni mostovi, od kojih je jedan prikazan na slici 100-3. Fotografiju pretovarnog mosta građenog u našoj zemlji prikazuje slika 100-4.1. Prema nekom karakterističnom dijelu granika dijele se oni na magnetne, žične, i tome slično. Granici se mogu dijeliti i prema načinu njihova gibanja, i to na:

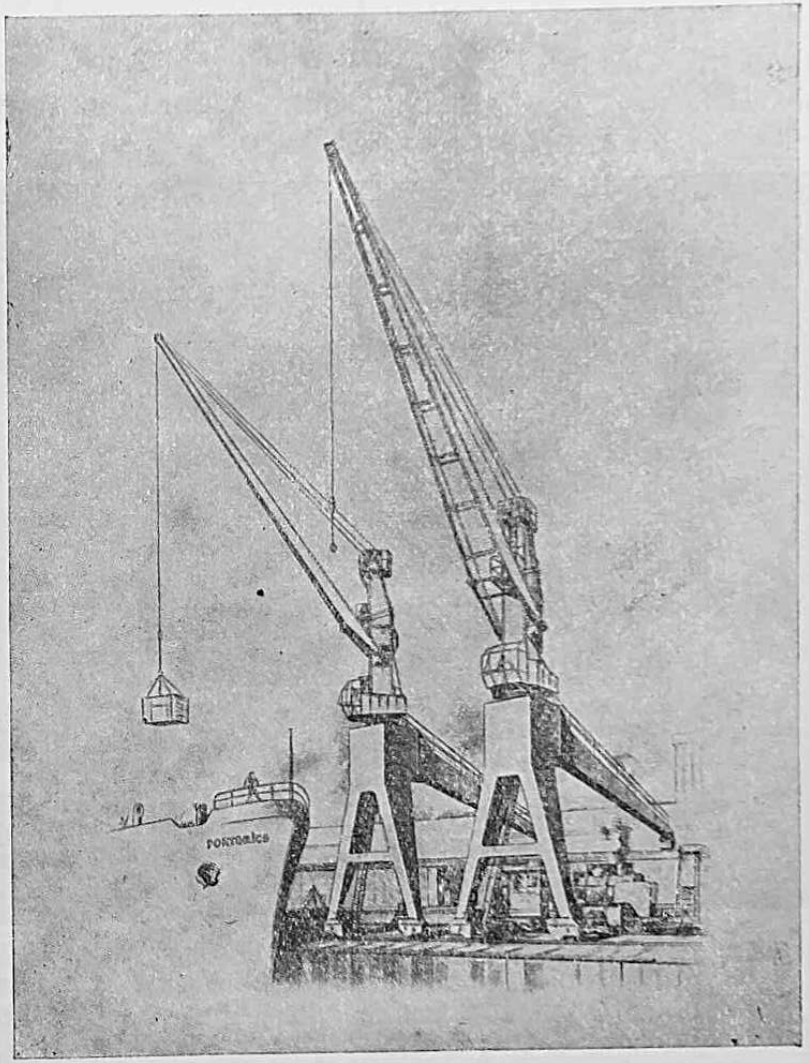
nepokretne granike,
pokretne,
okretne i
granike koji plove.



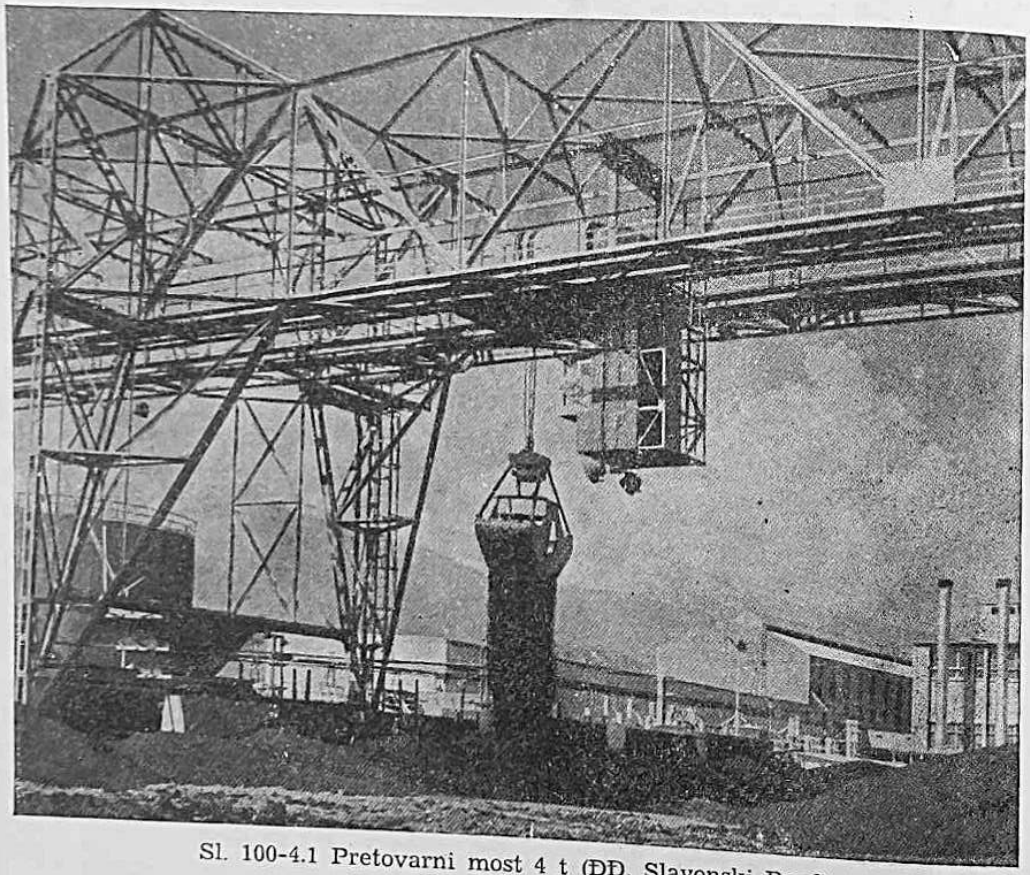
Sl. 100-2 Portalni granik nosivosti 15 t [13].



Sl. 100-3 Pretovarni most nosivosti 16 t (MAN, Nürnberg).



Sl. 100-4 Poluportalni granik (MAN, Nürnberg).



Sl. 100-4.1 Pretovarni most 4 t (ĐĐ, Slavonski Brod).

110 PRIGON GRANIKA

111 OTPORI VOŽNJE

Da bi se mogla izračunati potrebna snaga motora za vožnju granika ili vitla granika, trebaju da budu određeni otpori vožnje. Ti se otpori sastoje od otpora ustaljene vožnje, otpora ubrzanja i otpora vjetra.

Ustaljenom vožnjom nazivat ćemo vožnju granika konstantnom brzinom, tj. od momenta kad granik postigne određenu brzinu vožnje do momenta kad počinje njegovo zaustavljanje. Kretanje granika od momenta u kojem on još miruje, do postizavanja određene brzine vožnje, nazivat ćemo *pokretanjem granika.* Kraj kretanja granika je *zaustavljanje granika.*

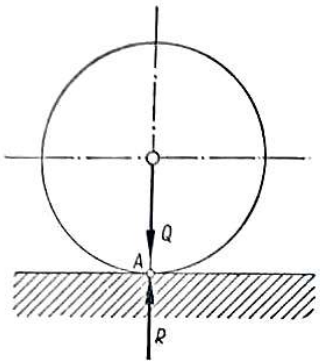
Otpor ustaljene vožnje

Otpor ustaljene vožnje je otpor kojim se granik opire svom kretanju nekom ustaljenom brzinom. To znači, ako se želi vući granik nekom određenom brzinom, mora se savladati otpor ustaljene vožnje. Otpor ustaljene vožnje sastavljen je od:

1. otpora kotrljanja,
2. otpora trenja u ležajevima,
3. otpora trenja grebena bandaže voznih točkova o tračnice,
4. otpora trenja glavine voznih točkova o stranice nosača točkova i
5. otpora uslijed progiba vozne pruge.

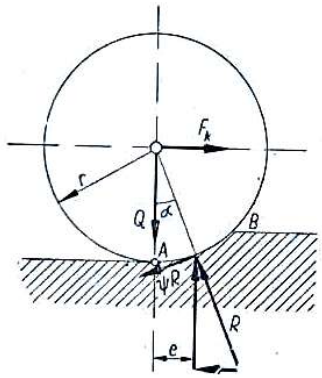
Otpor kotrljanja. Kad bi potpuno krut valjak, odnosno točak, stajao na potpuno krutoj podlozi, mogla bi i najmanja sila izazvati kotrljanje valjka, i tom se kotrljanju ne bi suprotstavljao nikakav otpor. Razlog tome je taj što bi valjak dodirivao podlogu samo u jednoj izvodnici plašta valjka A (slika 100-5), a vertikalne sile Q i R, koje padaju u istu liniju djelovanja sila, međusobno bi se poništavale. Silom Q valjak pritišće na podlogu, a R je njena reakcija.

Kotrlja li se kruti valjak na podlozi koja nije kruta, nego popušta, dolazi do deformacije podloge što pri kotrljanju izaziva otpor, kojega nazivamo otporom kotrljanja. Deformacija takove podloge prikazana je na slici 100-6. Reakcija R djeluje u tom slučaju u sredini dodirne plohe širine AB. Na tu je plohu ona okomita i time upravljena prema središtu valjka. Za savladavanje otpora kotrljanja potrebna je sila F_k, koja djeluje u osi valjka i paralelna je s podlogom. Valjak će se kotrljati ako na njegovu obodu djeluje sila odupiranja $\psi \cdot R$. Sila odupiranja $\psi \cdot R$ upravo



Sl. 100-5

i omogućava kotrljanje valjka, odnosno točka po podlozi, jer kad ona ne bi postojala, uz dovoljno malu deformaciju podloge točak bi se po podlozi sklizao. Ovoj sili odupiranja pomaže i horizontalna komponenta reakcije R, koja je obično veoma malena. Sa ψ smo označili *koeficijent odupiranja* (adhezioni koeficijent).



Sl. 100-6

Rastavi li se sila odupiranja $\psi \cdot R$ na horizontalnu i vertikalnu komponentu mogu se napisati, prema oznakama na slici 100-6, prva dva uvjeta ravnoteže sila:

$$F_k - R \cdot \sin\alpha - \psi \cdot R \cdot \cos\alpha = 0$$
$$Q - R \cdot \cos\alpha + \psi \cdot R \cdot \sin\alpha = 0$$

Odavde slijedi:

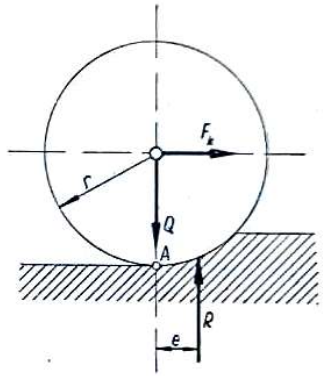
$$F_k = R\cos\alpha\,(\operatorname{tg}\alpha + \psi)$$
$$Q = R\cos\alpha\,(1 - \psi \cdot \operatorname{tg}\alpha)$$

Ako se koeficijent odupiranja ψ zamijeni sa tg ϱ može se odnos sile F_k, prema sili Q, napisati:

$$\frac{F_k}{Q} = \frac{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\varrho}{1 - \operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}\varrho} = \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) \qquad (100\text{-}1)$$

gdje je ϱ kut odupiranja.

Kut α je u svim praktičnim slučajevima tako malen prema kutu ϱ da ga se može zanemariti. Slika 100-7 prikazuje pojednostavnjen slučaj u



Sl. 100-7

kojem je $\alpha = 0$. Za taj je slučaj $R = Q$. Iz trećeg uslova ravnoteže sila, s izvodnicom A kao okretištem, dobiva se:

$$F_k \cdot r = Q \cdot e$$

Silom F_k savladava se otpor kotrljanja. Otpor je kotrljanja po veličini jednak sili F_k, a protivan joj je po smislu. Označavat ćemo ga sa W_k. Prema tome je otpor kotrljanja:

$$W_k = \frac{Q}{r} \cdot e \qquad (100\text{-}2)$$

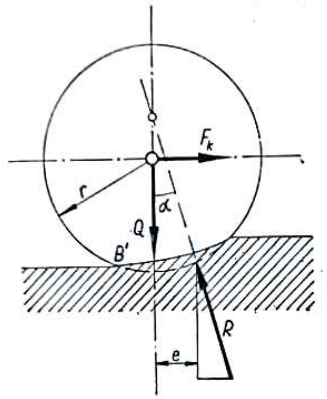
Na osnovu ovog izraza i izraza (100-1), u kojem je zanemaren kut α, može se napisati:

$$\frac{W_k}{Q} = \frac{e}{r} = \operatorname{tg}\varrho = \psi$$

Uslov za kotrljanje valjka, odnosno točka po podlozi, ispunjen je kad je $\psi > \frac{e}{r}$, a kad je $\psi < \frac{e}{r}$ valjak će klizati po podlozi.

Ako valjak popušta, a podloga je kruta, kao što je to slučaj točka sa pumpanom gumom na tvrdoj cesti, dolazi se sličnim razmatranjem do izraza (100-2), tj. do istih rezultata.

Budući da se u oba granična slučaja, tj. kad podloga popušta a valjak je krut, i kad valjak popušta a podloga je kruta, dobije isti rezultat, takav će se rezultat dobiti i u slučaju kad i valjak i podloga popuštaju. Razlika je jedino u tome što pravac u kojem djeluju sila R siječe vertikalnu simetralu valjka iznad središta valjka, kako je to prikazano na slici 100-8. Uslijed toga je i kut α manji. Sila R djeluje okomito na spl-



Sl. 100-8

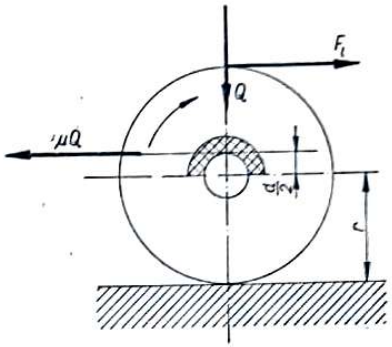
štenu krivulju valjka, koja je u doticaju s podlogom. Budući da se na mjestu dodira kružni oblik valjka deformira, dolazi pri kotrljanju valjka do neke vrsti smicanja na dodirnim površinama, iako valjak ne kliže.

Potpuno elastična podloga se nakon prolaska valjka podiže i izvodi na valjak pritisak iza izvodnice A, koji je po veličini jednak sili ispred izvodnice A. Budući da su ove dvije sile i jednako udaljene od izvodnice A, njihova rezultanta prolazi kroz izvodnicu A. Time se taj slučaj svodi na već ranije razmatrani slučaj potpuno krutog valjka na potpuno krutoj podlozi. Ipak postoji neka mala razlika između ta dva slučaja. Budući da se valjak sa svojom stražnjom stranom (u tački B') skoro okomito podiže sa svoje podloge, jer mu je momentano okretište os A, ne postoji tamo nikakova sila trenja, što upravo i čini neku razliku između spomenuta dva slučaja.

Normalno je da podloga nije potpuno elastična, pa je potrebno izvjesno vrijeme za njeno potpuno vraćanje. Uslijed toga je protusila koja djeluje iza izvodnice A manja od protusile koja djeluje ispred izvodnice A, a i bliža je izvodnici, odnosno tački A. Tako se i pojavljuje moment otpora kotrljanja kao manji ili veći dio veličine $Q \cdot e$, već prema stupnju elastičnosti podloge.

Veličinu e ne može se teoretski odrediti. Računa se s njenim iskustvenim vrijednostima. Za čelični točak na čeličnoj tračnici uzima se $e = 0{,}05$ cm.

Otpor trenja u ležajevima. Na slici 100-9 sa Q je označeno opterećenje ležaja, sa μ koeficijent trenja između ležaja i osovine, sa d promjer osovine, a sa r polumjer točka. Ako se sa F_l označi sila koja treba



Sl. 100-9

da djeluje na obodu točka da bi se savladala sila trenja u ležaju, može se napisati:

$$F_l \cdot r = \mu \cdot Q \cdot \frac{d}{2}$$

Otpor trenja u ležajevima jednak je po veličini sili F_l, a protivan joj je po smislu. Označavat ćemo ga sa W_l. Prema tome je otpor trenja u ležajevima:

$$W_l = \frac{Q}{r} \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} \qquad (100\text{-}3)$$

Otpor trenja grebena bandaže voznih točkova o tračnice i otpor trenja glavine točkova o stranice nosača točkova nastaju uslijed uklještenja pri vožnji ili uslijed poprečnih sila ubrzanja. Na veličinu i nastajanje tih otpora veoma utječu različite okolnosti, npr. nejednaki promjeri točkova, loše postavljena vozna pruga, slučajno klizanje točkova pri naglom jakom kočenju i drugo. U idealnom slučaju, gdje navedeno ne dolazi u obzir, bili bi ti otpori znatno sniženi, a ostao bi samo onaj dio tih otpora, kojemu su uzrok sile ubrzanja koje djeluju okomito na voznu prugu. Za određivanje veličine tih otpora postoje mnoge formule na osnovu kojih se dobivaju veoma različite vrijednosti. Razlog tome su različite okolnosti koje djeluju na veličinu tih otpora. Zbog jednostavnosti ovi se otpori, i otpor uslijed progiba vozne pruge, uzimaju u obzir na taj način da se u izrazu za otpor ustaljene vožnje poveća vrijednost koeficijentu trenja u ležaju μ, a katkada i kraku e. Osim toga uvodi se u spomenuti izraz i faktor $\varkappa$.

Otpor uslijed progiba vozne pruge nastaje zbog stalnog kretanja granika uzbrdo i nizbrdo. Za svladavanje toga otpora može se sili na obodu točka pridodati veličina $Q/300$ do $Q/500$, gdje je Q pritisak točka.

Prema gore navedenom može se napisati izraz za otpor ustaljene vožnje:

$$W_v = \frac{Q}{r}\left(\mu \cdot \frac{d}{2} + e\right)\varkappa \qquad (100\text{-}4)$$

U tom izrazu je

- Q — pritisak točka, odnosno svih točkova u kp,
- r — radijus točka u cm,
- d — promjer osovine točka u cm,
- μ — koeficijent trenja u ležajevima, koji iznosi za klizne ležajeve 0,07 do 0,08, a u gornji se izraz uvrštava s povećanom vrijednošću od 0,1,
- e — krak dužine 0,05 cm, a u gornji se izraz može uvrstiti njegova povećana vrijednost 0,1 cm.

Uvrštavajući spomenute povećane vrijednosti u izraz (100-4) dolazi se do izraza:

$$W_v = \frac{Q}{r}\left(0{,}1\,\frac{d}{2} + 0{,}05\right)\varkappa \qquad (100\text{-}5)$$

ili do izraza:

$$W_v = \frac{Q}{r}\left(0{,}1\,\frac{d}{2} + 0{,}1\right)\varkappa \qquad (100\text{-}6)$$

Ovaj se posljednji izraz često upotrebljava, jer se u njega može uvrstiti $\varkappa = 1$ za sva vitla granika i sve mostove granika raspona do približno 10 m.

Za veće raspone, za koje je vjerojatnije da će vozna pruga biti netačnije izvedena, kod kojih je krutost mosta manja, gdje su diferencije u odnosu maksimalnih i minimalnih opterećenja obiju strana veće i slično, uzima se:

$$\varkappa = 1 + (l - 10)\ 0{,}02$$

gdje je l izraženo u m. Za $l = 24$ bio bi $\varkappa = 1{,}28$.

Za granike s kliznim ležajevima obično se vrijednost faktora $\varkappa$ kreće od 1,2 do 1,8, a za granike s valjnim ležajevima $\varkappa = 2{,}5$ do 5,5.

Za valjne se ležajeve srednja vrijednost koeficijenta trenja μ kreće od $\mu = 0{,}0015$ za kuglične ležajeve, pa sve do $\mu = 0{,}025 - 0{,}06$ za iglične ležajeve. U navedene izraze za proračun otpora ustaljene vožnje granika s valjnim ležajevima normalno se uvrštava za koeficijent trenja u kugličnim i valjkastim ležajevima $\mu = 0{,}01$, u bačvastim ležajima $\mu = 0{,}015$, a u stožastim ležajevima $\mu = 0{,}02$ [25, 26 i 27].

Otpor ustaljene vožnje može se izračunati brže i jednostavnije pomoću specifičnog otpora ustaljene vožnje w', izraženog u kp po toni opterećenja:

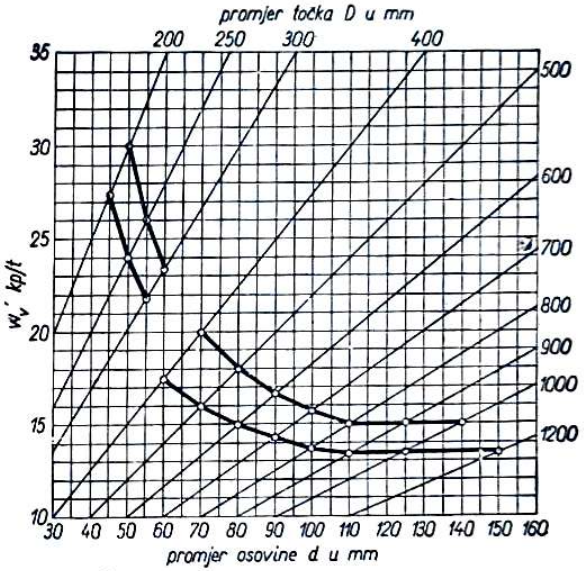
$$w' = \frac{1000}{r}\left(\mu \cdot \frac{d}{2} + e\right) = \frac{1000}{r}\left(0{,}1\,\frac{d}{2} + 0{,}05\right) \quad [\text{kp/t}]$$

Na slici 100-10 prikazan je specifični otpor ustaljene vožnje u ovisnosti o promjeru točka i promjeru osovine.

Otpor ustaljene vožnje može se prema navedenom izračunati i pomoću ovoga izraza:

$$W_v = Q \cdot w' \cdot \varkappa \quad [\text{kp}] \qquad (100\text{-}7)$$

gdje je Q izraženo u tonama.



Sl. 100-10 Specifični otpor ustaljene vožnje [15].

Često je u izrazu za specifični otpor ustaljene vožnje već sadržan faktor $\varkappa$, pa se specifični otpor izražava ovako:

$$w_v' = \frac{W_v}{Q} \quad [\text{kp/t}]$$

U primjenjivanju valjnih ležajeva za vozne točkove granika treba držati na umu da se, unatoč velikom smanjenju otpora trenja u ležajevima, otpor ustaljene vožnje znatno ne smanjuje. Razlog je tome taj, što veliki dio toga otpora sačinjavaju otpor kotrljanja i otpori trenja grebena bandaže i glavine točka, koji se ne mijenjaju ugradbom valjnih ležajeva. U gradnji granika za vozne se točkove valjni ležajevi upotrebljavaju u posebnim slučajevima, i to pri velikim brzinama vožnje, iako se u tim slučajevima na veličini motora mnogo ne uštedi. To je zbog toga, što pri

pokretanju granika s mjesta glavni dio snage motora otpada na ubrzanje masa granika, pogotovo pri velikim brzinama vožnje. Velika prednost valjnih ležajeva pokazuje se prilikom pokretanja granika s mjesta, što je od naročite važnosti za montažne granike. S takvim granicima često je potrebno učiniti mali pomak s mjesta bez ikakvih trzaja i zapinjanja. Održavanje valjnih ležajeva mnogo je jednostavnije i zadaje manje briga od održavanja kliznih ležajeva.

Da bi se i praktički odredile veličine otpora ustaljene vožnje, vršena su ispitivanja izravno na granicima. Takva su ispitivanja prije duže vremena vršili Škodini zavodi u Plznju, i prema navodima prof. Balcara [1] pokazalo se ovo:

Motori za dizanje bili su pri dizanju puna tereta većinom preopterećeni za približno 10%, a u iznimnim slučajevima i do 20%. Brzina dizanja u većini je slučajeva bila manja od određene. Prema tome su otpori dizanja bili u većini slučajeva veći od otpora određenih računanjem, tj. u račun su uzeti suviše dobri stepeni korisnosti, koji u stvari nisu bili postignuti.

Motori za vožnju vitla, također pri punom opterećenju granika, bili su opterećeni svega 60 do 80%. U najčešćem odnosu $\frac{r}{d/2} \approx 5$ do 5,8 bio je mjereni specifični otpor ustaljene vožnje 19—20—22—26—30 kp/t. Vrijednosti 19 i 30 kp/t su iznimne, a vrijednost 22 kp/t je najčešća.

Motori za vožnju mosta bili su u većini slučajeva opterećeni samo 50 do 70% pri punom opterećenju granika. U najčešćim odnosima $\frac{r}{d/2} =$ $= 6$ do 6,5 ili 7,5 bio je mjereni specifični otpor ustaljene vožnje 10—15—16—20 kp/t, gdje su vrijednosti 10 i 20 kp/t iznimne.

Malo opterećenje motora za vožnju vitla može se razjasniti djelomično time što se često ne može naći odgovarajući motor, pa se odabire znatno jači. Vjerojatno je tome razlog i taj što su odabrani preveliki otpori ustaljene vožnje na temelju nekih starijih formula s prilično velikim dodacima za otpor trenja grebena bandaže o tračnice. Do tako velikih dodataka došlo je na osnovu lošeg iskustva s izvedenim granicima, kod kojih je do tako velikih otpora dolazilo uslijed različitih promjera voznih točkova. Greška se nije tražila tamo gdje je bila, nego su se naprosto odabirali motori veće snage da bi mogli savladati te povećane otpore zbog uklještenja granika. Kasnija iskustva s točkovima jednakih promjera pokazala su da je uklještenje granika samo iznimka.

Malo opterećenje motora za vožnju mosta može se tumačiti djelomično time što su motori bili odabrani prema potrebnom momentu za pokretanje granika, pri čemu je vrijeme ubrzanja bilo određeno suviše kratko.

Mjerenja koja je proveo dr ing. Carl Stockmann na jednom graniku dovela su do jednadžbe:

$$W_v = \frac{Q}{r}\left(0{,}07\,\frac{d}{2} + 0{,}05\right)\varkappa$$

Kad je granik bio vođen samo na jednoj tračnici, pomoću točkova sa dva grebena bandaže, bila je vrijednost $\varkappa = 1{,}2$. Kad je granik bio vođen na obje tračnice, a grebeni su bandaže bili samo na vanjskoj strani, vrijednost $\varkappa$ bila je 1,26. Vrijednost $\varkappa$ bila je 1,5 kad je granik bio vođen na obje tračnice, ali samo s unutarnje strane.

Uobičajeno je u nas da svi vozni točkovi granika imaju dva grebena bandaže, s unutarnje i vanjske strane tračnice. Prema izloženom bolje je kad je razmak između unutarnjeg grebena bandaže i tračnice veći nego razmak između vanjskog grebena bandaže i tračnice, jer pri uklještenju granika dolazi prije do dodira vanjskih grebena bandaže s tračnicama. Pri nalijetanju vanjskih grebena bandaže na tračnice pojavljuju se sile koje se suprotstavljaju uklještenju granika. One nastoje izvući granik iz uklještenja, tj. žele ga izravnati. Pri nalijetanju unutarnjih grebena bandaža te sile još jače uvlače granik u uklještenje i time znatno povećavaju otpore ustaljene vožnje. To će biti kasnije razjašnjeno.

Primjer

Treba odrediti specifični otpor vožnje za granik s voznim točkovima promjera $D_t = 900$ mm, a s promjerom osovina tih točkova $d = 140$ mm. U točkove su ugrađeni valjni ležajevi.

Na osnovu tih podataka može se izračunati specifični otpor vožnje iz izraza (100-4):

$$w_v' = \frac{W}{Q} = \frac{1000}{r}\left(\mu\,\frac{d}{2} + e\right)\varkappa$$

$$w_v' = \frac{1000}{45}(0{,}01.7 + 0{,}05)\,3 \approx 8\ [\text{kp/t}]$$

što iznosi 0,008 [kp/kp].

Otpor ubrzanja

Da se graniku koji miruje dade neka određena brzina vožnje, potrebna je veća snaga pogonskih motora od snage potrebne za ustaljenu vožnju granika, tj. za vožnju granika određenom konstantnom brzinom. Ne uzimajući u obzir činjenicu da je polazni otpor, tj. otpor pri pokretanju granika iz stanja mirovanja, veći od otpora ustaljene vožnje, ipak se mora pri polasku granika računati s većim silama za svladavanje otpora nego što su sile potrebne za svladavanje otpora ustaljene vožnje. Razlog je tome taj što su potrebne i sile za ubrzavanje masa granika, tj. sile za svladavanje otpora ubrzanja. Ubrzavaju se mase koje se pravocrtno gibaju, kao i mase koje rotiraju.

Polazni je otpor sastavljen od istih pojedinačnih otpora kao i otpor ustaljene vožnje, samo je po svom iznosu veći, jer u ležajevima vlada suho trenje.

Tamo gdje se radi o malim brzinama, kao kod ručnih pogona, sila potrebna za ubrzavanje masa srazmjerno je malena prema sili potrebnoj za savladavanje otpora ustaljene vožnje. Za ručne pogone nije važno hoće li se za ubrzanje granika utrošiti više ili manje vremena. U takvim po-

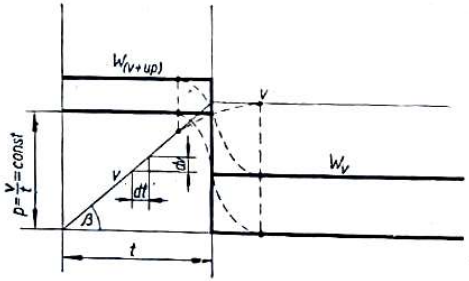
gonima izvor sile nije tako ograničen kao što je to u motornim pogonima. Prema tome se u ručnim pogonima uopće ne uzima u obzir sila potrebna za ubrzavanje masa, što znači ne uzimaju se u obzir otpori ubrzanja.

Drugačije je to u motornim pogonima, naročito ako se radi o velikim brzinama. U tim se slučajevima mora ispitati ima li motor dovoljnu snagu za ustaljenu vožnju granika, i ima li dovoljnu snagu da svim masama dade zahtjevanu brzinu u određenom vremenu. Ovdje treba naročitu pažnju posvetiti električkim motorima, ne samo zato što se oni najčešće primjenjuju za prenosila i dizala, nego i zbog toga što su i brzine prenosila i dizala s električkim pogonima mnogo veće od brzina uobičajenih za prenosila i dizala s ostalim vrstama pogona.

Prema načinu na koji raste brzina granika od početka njegova gibanja do pune brzine, mijenja se i veličina otpora ubrzanja. Ovdje ćemo razmotriti dva osnovna slučaja porasta brzine u ovisnosti o vremenu, i to

α) kad brzina raste po pravcu i

β) kad brzina raste po paraboli.



Sl. 100-11 [16].

Kad brzina raste po pravcu ubrzanje je konstantno, pa je prema tome i otpor ubrzanja konstantan. To je prikazano na slici 100-11. Prema oznakama na spomenutoj slici može se napisati za ubrzanje:

$$p = \frac{dv}{dt} = \operatorname{tg}\beta \qquad [\mathrm{m/s^2}]$$

$$dv = p \cdot dt$$

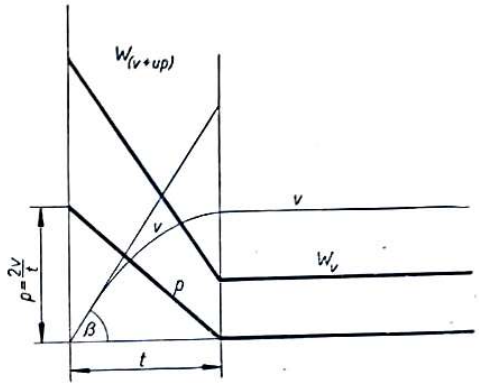
$$v = p\int_0^t dt$$

$$v = p \cdot t$$

$$p = \frac{v}{t} = \text{const} \qquad (100\text{-}8)$$

Punim linijama na slici 100-11 prikazano je pokretanje granika u idealnom slučaju. U stvarnosti međutim nema tih oštrih prelaza i naglih skokova, nego su oni postepeni i traju neko vrijeme. Crtkanim linijama prikazana je stvarna situacija.

Kad brzina raste po paraboli, kako je prikazano na slici 100-12, ubrzanje p najveće je u prvom momentu i opada jednoliko do nule. Otpor

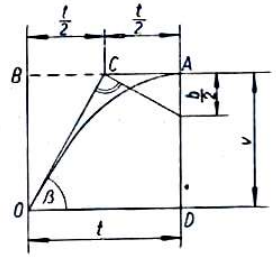


Sl. 100-12 [16].

ubrzanja opada za čitavo vrijeme ubrzavanja t od $max\ W_u$ do veličine ustaljene vožnje W_v, gdje je otpor ubrzanja jednak nuli.

$$p_{max} = \frac{2v}{t} \qquad (100\text{-}9)$$

što izlazi iz ovog razmatranja.



Sl. 100-13

Na slici 100-13 krivulja je brzine parabola. Veličina DA predstavlja najveću postignutu brzinu v, tj. brzinu vožnje, odnosno brzinu dizanja. Tangenta na parabolu, prislonjena u tački O, raspolavlja tjemenu tangentu AB. Okomica podignuta u tački C na pravac OC prolazi kroz žarište

parabole F. Veličina polovice parametra parabole AF označena je sa $b/2$. Iz sličnosti trokuta OBC i CAF dobiva se:

$$\frac{b/2}{t/2} = \frac{t/2}{v} \quad \text{ili} \quad t^2 = 2b \cdot v$$

čime je ujedno vidljivo da je krivulja brzine parabola.

Najveće ubrzanje je u početnoj tački O, tj. za vrijeme $t = 0$

$$p_{max} = \operatorname{tg} \beta = \frac{v}{t/2} = \frac{2v}{t}$$

Otpor ubrzanja masa koje se pravocrtno gibaju. Ovdje ćemo razmatrati dizanje tereta i vožnju granika, odnosno vitla. Sa W_{up} označimo veličinu otpora ubrzanja masa koje se pravocrtno gibaju.

Dizanje tereta

Težinu tereta s napravama za dizanje označimo sa Q, a sa g ubrzanje zemljine teže. Prema navedenim oznakama mogu se napisati izrazi otpora ubrzanja za dva ranije spomenuta osnovna slučaja porasta brzine.

Za slučaj α) $$W_{up} = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v}{t} \qquad (100\text{-}10)$$

Za slučaj β) $$max\, W_{up} = \frac{Q}{g} \cdot \frac{2v}{t} \qquad (100\text{-}11)$$

gdje je sa v [m/s] označena brzina, a sa t [s] vrijeme.

Prema tome pri dizanju je takav slučaj kao da se umjesto tereta Q diže neki povećani teret Q'.

α) $$Q' = Q + W_{up} = Q\left(1 + \frac{v}{g \cdot t}\right) \qquad (100\text{-}12)$$

β) $$Q' = Q + max\, W_{up} = Q\left(1 + \frac{2v}{g\,t}\right) \qquad (100\text{-}13)$$

Da bi se mogla procijeniti veličina utjecaja otpora ubrzanja pri dizanju tereta, uvrstit ćemo u gornje izraze neke određene vrijednosti za pojedine veličine tih izraza [6]. Za brzinu odabiremo 60 m/min, tj. 1 m/s. Vrijeme t u kojem djeluje sila ubrzanja neka iznosi 3 sekunde. Uvrštavanjem tih vrijednosti u gornje izraze dobiva se:

α) $$Q' \approx Q\left(1 + \frac{1}{30}\right) \approx 1{,}033\, Q$$

β) $$Q' \approx Q\left(1 + \frac{1}{15}\right) \approx 1{,}066\, Q$$

Iz navedenog se vidi da spomenuto povećanje u danim okolnostima iznosi manje od 10%. Budući da su u većini slučajeva brzine dizanja manje od 60 m/min, a vrijeme t veće od 3 sekunde, u stvarnosti je situacija još povoljnija od ove koju nam pokazuju gornji izrazi. Prema tome će pri dizanju tereta motori, koji su odabrani prema snazi potrebnoj za ustaljeno dizanje, imati dovoljno velik zahvatni moment, da bi u odgovarajućem vremenu teretu dali punu brzinu dizanja. Taj zahvatni moment dostaje i za savladavanje relativno malog otpora ubrzanja masa koje rotiraju. Kontrolu zahvatnog momenta motora za dizanje treba provoditi samo u slučajevima u kojima su brzine dizanja nenormalno velike. U normalnim slučajevima trebalo bi mnogo više pažnje posvetiti tome da motor ne zahvati prenaglo pri pokretanju.

Vožnja

U vožnji je drugačije nego pri dizanju, jer je težina čitave mase koja se giba G, i za vitlo i za čitav granik, velika s obzirom na vučnu silu potrebnu za ustaljenu vožnju vitla, odnosno čitava granika.

Otpor ustaljene vožnje može se izraziti, prema već ranije iznesenom, pomoću specifičnog otpora ustaljene vožnje. Ako se taj odabere sa 20 kp/t, može se napisati:

$$W_v = G \cdot w_v' = 0{,}02\, G \qquad (100\text{-}14)$$

Otpor ubrzanja masa vitla, odnosno granika W_{up}, izražava se izrazima (100-10) i (100-11) u kojima je G namjesto veličine Q. Na osnovu rečenog možemo otpor ustaljene vožnje i otpor ubrzanja izraziti zajedno jednadžbama:

α) $$W_{(v\,+\,up)} = G \cdot w_v' + G\frac{v}{g\,t} = G\left(w_v' + \frac{v}{g\,t}\right) \qquad (100\text{-}15)$$

β) $$W_{(v\,+\,up)} = G \cdot w_v' + G\frac{2v}{g\,t} = G\left(w_v' + \frac{2v}{g\,t}\right) \qquad (100\text{-}16)$$

Da bi se mogla procijeniti veličina utjecaja otpora ubrzanja pri vožnji granika, odnosno vitla, uvrstit ćemo u gornje izraze i ovaj puta neke određene vrijednosti za pojedine veličine tih izraza [7]. Za brzinu odabiremo 60 m/min, tj. 1 m/s. Vrijeme t u kojem djeluje sila ubrzanja neka iznosi 5 sekundi. Uvrštavanjem tih vrijednosti u gornje izraze dobiva se:

α) $$W_{(v\,+\,up)} \approx G\left(0{,}02 + \frac{1}{50}\right) = 0{,}04\, G$$

β) $$W_{(v\,+\,up)} \approx G\left(0{,}02 + \frac{2}{50}\right) = 0{,}06\, G$$

α) $$W_{(v\,+\,up)} = 2\, W_v \qquad (100\text{-}17)$$

β) $$W_{(v\,+\,up)} = 3\, W_v \qquad (100\text{-}18)$$

Budući da su u velikom broju slučajeva brzine vožnje veće od 60 m/min, a vrijeme t kraće od 5 sekundi, u stvarnosti je situacija još nepovoljnija od ove koju nam prikazuju izrazi (100-17) i (100-18). Iz navedenih se izraza vidi da se pri brzini vožnje od 60 m/min i vremenu, u kojem djeluju sile ubrzanja, od 5 sekundi, zahtijeva od pogonskog motora da

za čitavo to vrijeme daje silu, odnosno okretni moment, najmanje dva puta veći od sile, odnosno okretnog momenta, potrebnog za ustaljenu vožnju. Vidi se da se već i u tim okolnostima nalazimo veoma bilzu vrijednosti zahvatnog momenta današnjih elektromotora. Budući da motori moraju da savladavaju i otpor ubrzanja masa koje rotiraju, stvarna je situacija još i gora.

Prema navedenom izlazi da se za slučaj pokretanja granika s mjesta uz konstantno ubrzanje (slučaj α) ne može motor za vožnju odabirati samo prema okretnom momentu potrebnom za savladavanje ustaljene vožnje, nego se mora prekontrolirati i veličina zahvatnog momenta toga motora. Ukoliko se ne postavlja zahtjev na vrijeme trajanja pokretanja granika do postizavanja njegove pune brzine, spomenuta kontrola otpada.

Pokretanje granika s mjesta, pri čemu brzina raste po paraboli (slučaj β), stavlja još veće zahtjeve na zahvatni moment elektromotora. Praktički ovaj slučaj ne dolazi u obzir za pogone s elektromorima, nego za pogone s motorima s unutarnjim izgaranjem, gdje se kinetička energija motora i njegova zamašnjaka upotrebljava za vršenje radnje potrebne za ubrzavanje granika. U tom slučaju sila, odnosno okretni moment motora, neprestano opadaju od njegove maksimalne vrijednosti do veličine okretnog momenta potrebne za savladavanje ustaljene vožnje granika.

Otpor ubrzanja masa koje rotiraju. Kako se masama koje rotiraju također mora davati određeno ubrzanje pri pokretanju granika, mora se savladavati: otpor ubrzanja masa koje rotiraju. Najvažnija od tih masa je masa rotora motora, zatim dolaze mase dijelova koji se nalaze na osovini motora ili njenom produženju, i konačno sve mase ostalih dijelova koji dobivaju rotaciju od motora.

Ako se element mase m nekog tijela koje rotira nalazi u udaljenosti ϱ od čvrste osi rotacije, može se napisati da je okretni moment potreban za ubrzanje toga elementa:

$$\Delta M = m \cdot \tau \cdot \varrho$$

gdje je τ tangencijalno ubrzanje toga elementa. Pri kutnoj brzini ω kutno je ubrzanje $\varepsilon = d\omega/dt$, a tangencijalno ubrzanje spomenutog elementa $\tau = \varepsilon \cdot \varrho$. Uvrstivši to u gornji izraz dobiva se:

$$\Delta M = m \cdot \varrho^2 \cdot \varepsilon$$

Potreban okretni moment za ubrzanje čitavog tijela iznosio bi:

$$M_{ur} = \Sigma m \varrho^2 \cdot \varepsilon$$

Označimo li moment tromosti toga tijela $\Sigma m\varrho^2$ sa J, možemo napisati:

$$M_{ur} = J \cdot \varepsilon = J \cdot \frac{\omega}{t} \qquad \text{(slučaj } \alpha\text{)}$$

$$M_{ur} = J \cdot \varepsilon = J \cdot \frac{2\omega}{t} \qquad \text{(slučaj } \beta\text{)}$$

Prvi izraz prikazuje veličinu okretnog momenta za slučaj u kojem je ubrzanje za čitavo vrijeme pokretanja t konstantno. Za čitavo to vrijeme

i veličina je toga momenta konstantna. Drugim izrazom prikazana je veličina okretnog momenta u prvom trenutku pokretanja, za slučaj u kojem ubrzanje opada vremenom od svoje maksimalne vrijednosti na nulu. Taj je okretni moment dva puta veći od okretnog momenta za slučaj α.

Ako se označi sa G [kp] težina koja odgovara masi čitavog tijela, sa g [m/s²] ubrzanje zemljine teže, a sa $D/2$ [m] polumjer tromosti, može se napisati:

$$J = \Sigma m \rho^2 = \frac{G}{g}\left(\frac{D}{2}\right)^2$$

$$GD^2 = 4gJ$$

Kod uređaja za dizanje ili vožnju granika treba uzeti u obzir zamašne momente GD^2 svih dijelova koji rotiraju. Budući da je u normalnim konstrukcijama rijetko kada utjecaj zamašnih momenata svih dijelova, osim rotora motora, veći od 25—35% od utjecaja zamašnog momenta samoga motora, tj. rotora motora GD^2, može se s dovoljnom tačnošću napisati:

α) $$M_{ur} = (1{,}25 \div 1{,}35)\, G D^2 \frac{\omega}{4gt}$$

β) $$M_{ur} = (1{,}25 \div 1{,}35)\, G D^2 \frac{2\omega}{4gt}$$

Ako se uvrsti za $\omega = \frac{2\pi n}{60}$, gdje je n broj okretaja elektromotora, dobije se:

α) $$M_{ur} = (1{,}25 \div 1{,}35)\, G D^2 \frac{n}{375\, t} \qquad \text{(100-19)}$$

β) $$M_{ur} = (1{,}25 \div 1{,}35)\, G D^2 \frac{2n}{375\, t} \qquad \text{(100-20)}$$

Veličina zamašnog momenta GD^2 rotora pojedinih elektromotora nalazi se u tablicama za elektromotore.

Za tačnija računanja treba odrediti zamašne momente svih dijelova koji rotiraju, i pomoću njih ukupni zamašni moment. Taj se ukupni zamašni moment stavlja tada u izraze (100-19), odnosno (100-20), namjesto približno određenog ukupnog zamašnog momenta.

Postupak za dobivanje spomenutog ukupnog zamašnog momenta je ovaj. Sa $G_1D_1^2$ označeni su zamašni momenti rotora motora i onih dijelova koji se nalaze na osovini motora ili njenom produženju. Među te dijelove spadaju spojka, kolo kočnice, zupčanik i tome slično. $G_2D_2^2$, $G_3D_3^2$ itd. označuju zamašne momente dijelova koji se nalaze na drugoj, odnosno trećoj i daljnjim osovinama. Broj okretaja tih osovina je n_2, odnosno n_3 itd. Ako je broj okretaja motora označen sa n_1 bit će ukupni zamašni moment:

$$\Sigma G_i D_i^2 = G_1 D_1^2 + \frac{G_2 D_2^2 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2}{\eta_2} + \frac{G_3 D_3^2 \left(\frac{n_3}{n_1}\right)^2}{\eta_3} + \cdots\cdots$$

gdje su η_2, η_3 ... ukupni stepeni korisnosti od promatrane osovine do osovine motora.

Na osnovu izloženog, za savladavanje otpora ubrzanja masa koje rotiraju potreban je okretni moment izražen izrazom (100-19), ili izrazom (100-20), već prema tome na koji se promatrani slučaj pokretanja granika odnosi.

Kad se određuje snaga potrebna za savladavanje otpora ubrzanja pri pokretanja granika, može se otpor ubrzanja masa koje rotiraju uzeti grubo u obzir na taj način, da se otpor ubrzanja masa koje se pravocrtno gibaju poveća za približno 10—20%. Oba otpora zajedno mogu se prema tome izraziti sa:

$$\frac{(G+Q)}{g} \cdot \frac{v}{t} \cdot \beta$$

gdje je β faktor kojim se uzima u obzir utjecaj masa koje rotiraju. Sa G [kp] je označena vlastita težina granika, odnosno vitla granika, a sa Q [kp] korisno opterećenje.

Otpor vjetra

Kad su granici smješteni na slobodnom prostoru treba uzimati u proračun i pritisak vjetra.

Opterećenje granika uslijed vjetra ovisi o obliku granika i sastoji se od natpritisaka i potpritisaka na pojedine plohe granika. Pritiske treba uzimati okomito na plohe izložene vjetru.

Opterećenje granika uslijed vjetra:

$$W_{vj} = w_{vj} \cdot S \quad [\text{kp}] \qquad (100\text{-}20.1)$$

gdje je w_{vj} pritisak vjetra, a S površina plohe izložene vjetru.

Pritisak vjetra:

$$w_{vj} = c \cdot q \quad [\text{kp/m}^2] \qquad (100\text{-}20.2)$$

Sa c je označen *koeficijent zapreke*. Taj koeficijent, koji je bezdimenzionalan broj, ovisan je o obliku pojedinih sklopova granika. Za rešetkaste i punostjene nosače je $c = 1{,}5$ do $1{,}6$, a za prekrite plohe, kabine upravljača granika, protuutege i tome slično on je $c = 1{,}2$. Sa q je u gornjem izrazu označen *pretlak zastoja*. Veličina pretlaka zastoja ovisna je o brzini vjetra iznad zemlje koju se uzima u račun. Za različite visine iznad zemlje uzimaju se različite brzine vjetra, kako je to naznačeno u tablici 100-1.

Pretlak zastoja predstavlja energiju prostorne jedinice uzduha, koji se nesmetano giba, tj. vjetra kojeg ne ometaju nikakve zapreke. Budući da je kinetička energija nekog tijela koje se giba jednaka:

$$W_k = \frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2}$$

može se prema navedenom napisati:

$$q = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{v^2}{2} = \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad [\text{kp/m}^2]$$

gdje je γ[kp/m³] specifična težina uzduha, v [m/s] brzina uzduha, a $\rho = \gamma/g$ [kp · s²/m⁴] gustoća uzduha.

U blizini tla je $\rho \approx 1/8$ [kp · s²/m⁴], pa pretlak zastoja iznosi:

$$q \approx \frac{v^2}{16} = 0{,}0625\, v^2$$

Vrijednosti pretlaka zastoja q u ovisnosti o visinama granika s obzirom na okolno tlo unesene su u tablicu 100-1.

Tablica 100-1 [8]

Visina iznad okolnog tla	u pogonu		izvan pogona	
	brzina vjetra v [m/s]	pretlak zastoja q [kp/m²]	brzina vjetra v [m/s]	pretlak zastoja q [kp/m²]
0 do 8	22	30	28,3	50
> 8 do 20			35,8	80
> 20 do 100			42,0	110
preko 100			45,6	130

Pritisak vjetra na 1 m² površine može se približno odrediti pomoću izraza $w_{vj} = 0{,}122\, v^2$, u kojem je v brzina vjetra u m/s. U slijedećoj su tablici za spomenute brzine vjetra označeni pritisci vjetra prema navedenom izrazu [9]:

slab vjetar v =	5,8 m/s	=	21 km/h,	w_{vj} =	4,1 kp/m²
jak vjetar	15 m/s		54 km/h,		28 kp/m²
bura	25 m/s		90 km/h,		75,5 kp/m²
orkan	40 m/s		144 km/h,		195 kp/m²
propis u Trstu	47 m/s		170 km/h,		270 kp/m²

Površinu plohe granika izložene vjetru treba odrediti na osnovu stvarnih dimenzija granika, a veličinu plohe tereta treba procijeniti prema vrsti tereta koji dolazi u obzir.

Za granike s više punostjenih nosača koji se međusobno prekrivaju, a njihova je međusobna udaljenost manja od njihove visine, uzima se u račun samo ploha prvog nosača. U takvom se slučaju uzimaju u račun i sve plohe drugog nosača, koje nisu prekrivene prvim nosačem. Za rešetkaste nosače spomenuta udaljenost mora da bude manja od širine štapova izloženih vjetru.

Ako je međusobna udaljenost nosača veća od gore navedene, uzima se u račun i reducirana ploha prekritog nosača. Ta se redukcija može izvesti sve do na 60% od čitave plohe drugog nosača, ali ne smije biti veća od polovine plohe prvog nosača. Plohe koje prelaze obrise prvog nosača treba uračunati s njihovom punom veličinom.

U Čehoslovačkoj je uobičajeno, a i određeno propisima ČSN 1051—1929, da se opterećenje granika vjetrom računa na ovaj način [10]:

a) Kad granici rade (potpuno opterećeni), računa se s pritiskom vjetra od 50 kp/m² plohe izložene vjetru.

b) Kad granici ne rade (miruju neopterećeni, zakotveni ili osigurani na bilo koji način), računa se pritisak vjetra ovako: ukoliko najviša tačka granika nije više od 5 m iznad terena, računa se s pritiskom vjetra od 75 kp/m²; za veće visine, sve do 20 m, računa se s pritiskom vjetra od 75+5 (h—5) kp/m², gdje je h visina najviše tačke granika iznad terena, u metrima. Za visine iznad 20 m računa se s pritiskom vjetra od 150 kp/m². U krajevima koji su izloženi naročito jakim vjetrovima treba taj pritisak još povećati za 20—50%. Pretpostavlja se da pritisak vjetra djeluje vodoravno. Kod višestjenih konstrukcija uzima se kao da pritisak vjetra djeluje na sve te stijene, ali s ograničenjem da ukupna ploha tih stijena ne bude veća od ukupne plohe određene vanjskim obrisom granika.

Učinak pritiska vjetra računa se s obzirom na dva međusobno okomita pravca djelovanja. Jedan je okomit na uzdužnu os granika, a drugi je s njom paralelan. Učinak za svaki od tih slučajeva razmatra se i uzima u obzir zasebno.

Navedene propise moglo bi se u prvi mah tumačiti tako kao da se pretpostavlja rad granika pri pritisku vjetra od 50 kp/m², što bi značilo da se to odnosi na dimenzioniranje prigonskog uređaja za vožnju. To bi često bio prevelik zahtjev, a budući da nije nigdje jasno izražen, pretpostavljaju konstruktori da se taj pritisak vjetra od 50 kp/m² pri opterećenom graniku u radu odnosi samo na proračun čelične konstrukcije njegova postolja. Zbog toga se za portalne granike na slobodnom prostoru odabiru motori koji su približno 50 do 100% jači od motora odgovarajućih mosnih granika u zatvorenim prostorima, i to samo s obzirom na veće otpore pri kretanju tih granika. Takvi se motori odabiru sa što većim zahvatnim momentom. Obično se u takvim slučajevima ne razmatra detaljnije pri kojem je pritisku vjetra granik još sposoban da radi. Dakako da se tako nepostupa u slučajevima u kojima je tačno propisano pri kojem pritisku vjetra mora granik biti sposoban za rad.

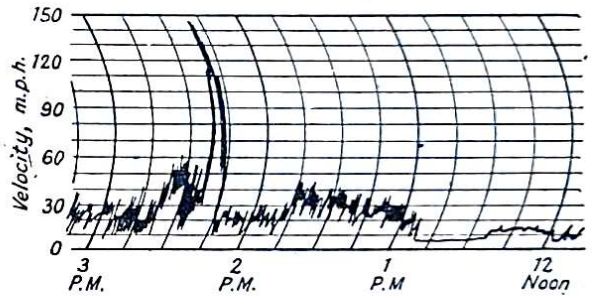
Spomenuti način odabiranja motora odnosi se na teške granike, kojih je ploha, izložena vjetru srazmjerno malena, pa je prema tome i opterećenje granika uslijed vjetra prema vlastitoj težini maleno. Drugačije je to s granicima manjih nosivosti, a velikih raspona, s tzv. lakim granicima. Ako se takovim granicima želi osigurati kretanje pod pritiskom vjetra od 50 kp/m², potrebni su često veoma jaki motori, uz povećanu adhezionu težinu granika. Takvi su motori veoma malo opterećeni kad nema vjetra. Dešava se naime da pri pritisku vjetra od 50 kp/m² ukupno opterećenje granika uslijed vjetra za lake granike iznosi oko 1/9 do 1/10 njihove cjelokupne težine. U tim okolnostima lako bi moglo doći do klizanja točkova po tračnicama, ako bi koeficijent odupiranja na tračnicama bio manji od 0,11, odnosno 0,1, što se dešava za vrijeme magle. Budući da samo polovina broja voznih točkova otpada na pogonske točkove, opasnost je od njihova klizanja po tračnicama još veća. Ona se naročito povećava ako vjetar djeluje tako da rasterećuje te pogonske točkove.

Da bi se omogućio rad granika i u takvim okolnostima, potrebno mu je povećati adhezionu težinu, tj. težinu koja otpada na pogonske točkove. To se može postići na taj način da se svi vozni točkovi izvedu kao pogonski, ili da se na neki način poveća težina granika. Povećanje težine može se postići ili masivnijom konstrukcijom ili dodavanjem utega.

Rad s ovješenim teretom pri pritisku vjetra od 50 kp/m² veoma je opasan, pogotovo ako je uz teret potrebna posluga. Klaćenje tereta može izazvati nesreću. Zbog toga se obično obustavlja rad već pri mnogo manjem pritisku vjetra; u Njemačkoj već pri 15—20 kp/m². Često je rad uz pritisak vjetra od 50 kp/m² praktički uopće nemoguć.

Pritisak vjetra na vitlo s teretom treba također uzimati u obzir. Ako je težište djelovanja toga pritiska znatno iznad ili ispod tračnica, onda se osjetno poveća pritisak točkova vitla na jedan glavni nosač, dok se taj pritisak na drugi glavni nosač smanji.

U nekim je zemljama određeno da stanovite vrsti granika, koji su smješteni na slobodnom prostoru, moraju biti snabdjeveni anemometrima. To je potrebno da bi upravljač mogao pratiti promjene brzine vjetra, kako bi bio u stanju pravovremeno obustaviti rad granika i osigurati ga



Sl. 100-13.1 [34].

od nezgode uslijed prevelike brzine vjetra. Opravdanost takva zahtjeva jasno se vidi na slici 100-13.1, na kojoj je prikazan dio papira za registriranje takvog jednog anemometra. Vidi se kako je brzina (velocity) vjetra između 2 i 3 sata poslije podne (P. M.) u nepunih 10 minuta porasla od 20 na 148 milja na sat (m. p. h.).

112 ODREĐIVANJE SNAGE MOTORIMA

Pri određivanju snage motoru treba razlikovati potrebnu snagu za usatljenu vožnju od potrebne snage za pokretanje granika iz stanja mirovanja.

Potrebna snaga za ustaljenu vožnju

Sa W_v označimo otpor ustaljene vožnje u kp, sveden na obod voznog točka. Veličinu toga otpora može se odrediti pomoću izraza (100-5) i (100-6). Na osnovu poznatog otpora ustaljene vožnje određuje se potrebna snaga za ustaljenu vožnju na ovaj način:

$$N = \frac{W_v \cdot v}{75 \cdot \eta} = \frac{W_v \cdot c}{4500 \cdot \eta} \quad [\text{KS}] \qquad (100\text{-}21)$$

$$N = 0{,}735 \frac{W_v \cdot c}{4500 \cdot \eta} \quad [\text{kW}] \qquad (100\text{-}22)$$

gdje je sa v označena brzina granika, odnosno vitla granika u m/s, sa c ta brzina u m/min, a sa η ukupni stepen korisnosti prigonskog uređaja.

Za granike koji rade na otvorenom prostoru može se snaga potrebna za ustaljenu vožnju još povećati uslijed utjecaja vjetra. Ako se želi granikom raditi pri pritisku vjetra od 20 kp/m², a ploha izložena vjetru iznosi S m², onda snazi potrebnoj za ustaljenu vožnju treba dodati snagu:

$$N_{vj} = \frac{S \cdot 20 \cdot v}{75 \cdot \eta} \quad [KS] \qquad (100\text{-}23)$$

Potrebna snaga za ustaljeno dizanje tereta, tj. za dizanje tereta nekom konstantnom brzinom, može se odrediti ovim izrazima:

$$N = \frac{Q \cdot v}{75 \cdot \eta} = \frac{Q \cdot c}{4\,500 \cdot \eta} \quad [KS] \qquad (100\text{-}24)$$

gde je Q težina tereta sa svim dijelovima granika koji se s teretom dižu, a v je brzina dizanja tereta.

Spomenuti ukupni stepen korisnosti sastoji se od stepenova korisnosti pojedinih prenosnih mehanizama. Vrijednosti tih stepenova korisnosti mnogo ovise o kvaliteti proizvodnje. One obično iznose [11], zajedno s trenjem u svornjaku, odnosno u ležajevima, za:

užetnik $\eta_k = 0{,}96 - 0{,}95$
lančanik bez zubi $\eta_k = 0{,}96$
lančanik sa zubima $\eta_k = 0{,}94$
bubanj za čelično uže $\eta_b = 0{,}96 - 0{,}97$

par čeličnih zupčanika s trenjem u ležajevima

s obrađenim zubima $\eta_z = 0{,}93 - 0{,}94$
s neobrađenim zubima $\eta_z = 0{,}92$

pužni pogon $\eta_p = (0{,}9 \div 0{,}95)\ \dfrac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\beta+\rho)}$

gdje je β kut uspona puža, a ρ kut trenja.

Ukupni stepen korisnosti pogonskog uređaja dobije se množenjem stepenova korisnosti pojedinih prenosnih mehanizama, koji se nalaze u tom uređaju:

$$\eta = \eta_k \cdot \eta_b \cdot \eta_z \cdot \eta_p \ldots$$

Za uobičajene konkurencije prigonskih uređaja za dizanje, kojih se teret diže koloturnikom sa četiri užeta preko tri para čelnih zupčanika s obrađenim zubima, veličina stepena korisnosti $\eta = 0{,}74 - 0{,}79$.

Brzina dizanja ovisi o naravi pogona, o zahtjevu na učin granika i o visini dizanja. Za male visine ne treba odabirati velike brzine dizanja, jer je put pokretanja i zaustavljanja prevelik u odnosu na ukupan put, te prema tome motor ne bi ekonomično radio.

Za brzinu vožnje granika koji su snabdjeveni elektromotorima često se odabire brzina od toliko metara u minuti, koliko metara radionice poslužuje granik. Ta je dužina obično 60 m.

U tablici 100-2 navedene su brzine koje se obično primjenjuju na granike s motornim pogonom.

Tablica 100-2. Brzine za mosne granike s kukom, prema DIN 15022 [12]

		Grupa granika ili pogonska grupa										
		I lak pogon				II normalan pogon				III i IV forsiran pogon		
Maksimalan broj radnih ciklusa u satu		do 18				do 30				do 60 (i više)		
	Nosivost [t]	brzine [m/min]										
Vožnja vitla		16	20	25	32	20	25	32	40	25	32	40	50	63
Vožnja granika		25	32	40	50	63	50	63	80	100	63	80	100	125	160
Dizanje	2	6,3	8 ■	10		12,5	16 ■	20		25	32 ■	40		
	3,2	5	6,3	8		12,5	16	20		25	32	40		
	5	5	6,3	8		12,5	16	20		25	32	40		
	8	4	5	6,3		10	12,5	16		20	25	32		
	10	4	5	6,3		10	12,5	16		20	25	32		
	12,5	4	5	6,3		10	12,5	16		20	25	32		
	16	4	5	6,3		8	10	12,5		16	20	25		
	20	3,15	4	5		6,3	8	10		12,5	16	20		
	32	2,5	3,15	4		5	6,3	8		10	12,5	16		
	50	1,6	2	2,5		3,15	4	5		6,3	8	10		
	80	1,6	2	2,5		1,6 4	2 5	2,5 6,3		4	5	6,3		
	100	1,6	2	2,5		1,6 3,15	2 4	2,5 5		3,15	4	5		
	125	1,25	1,6	2		1,25 2,5	1,6 3,15	2 4		2,5	3,15	4		
	160	1,25	1,6	2		1,25 2	1,6 2,5	2 3,15		2	2,5	3,15		
	200	1	1,25	1,6		1 1,6	1,25 2	1,6 2,5		1,6	2	2,5		
	250	0,8	1	1,25		0,8 1,6	1 2	1,25 2,5		1,6	2	2,5		
Polagano dizanje		0,3		0,5		0,8		1		1,25				

Brzine dizanja glavne kuke i pomoćne kuke odabiru se prema nosivosti.
■ Brzine u označenim stupcima najčešće se upotrebljavaju.

Na okretnim granicima broj okretaja dohvatnika iznosi $1 \div 1{,}5 \div 2$ o/min.

Kad se radi o kratkim putovima nije potrebno odabirati prevelike brzine, jer one se ne bi mogle uopće ni postići u tim slučajevima.

Brzina vitla pretovarnih mostova odabire se prema dužini granika; često je iznad 100 m/min, rjeđe iznad 150 m/min, a katkada dosiže do 300 m/min. Tim granicima često padaju brzine vožnje granika ispod 30 m/min, a katkada i ispod 15 m/min. U tom slučaju takav granik gubi osobinu pokretnog granika, jer mu je uzdužna vožnja (vožnja mosta) potrebna samo zbog zauzimanja određenog položaja, da bi se na nekom određenom mjestu omogućio rad vitlu.

Brzine liftova kreću se od 0,5 do 8 m/s. U nas su brzine liftova do 2 m/s. Brzina lifta ugrađenog u TV toranj u Stuttgartu (211 m) iznosi 4 m/s. U Americi brzi liftovi prelaze bez zaustavljanja 15 katova brzinom od 8 m/s, a iz njih se onda prelazi u polagane liftove.

Potrebna snaga za pokretanje

Pri pokretanju granika (od mirovanja do postizavanja pune brzine) okretni moment prigonskog motora mora savladati okretni moment potreban za ustaljenu vožnju, okretni moment potreban za savladavanje otpora ubrzanja masa koje se pravocrtno gibaju, i okretni moment potreban za savladavanje otpora ubrzanja masa koje rotiraju.

Elektromotori savladavaju sva ta tri okretna momenta svojim zahvatnim momentom M_z. Do potrebnog zahvatnog momenta dolazi se na ovaj način:

Otpor ubrzanja masa koje se pravocrtno gibaju izrazili smo silom koja djeluje na obodu voznog točka, a otpor ubrzanja masa koje rotiraju izrazili smo okretnim momentom na osovini motora. Da bi se oba ova otpora mogla zbrojiti, potrebno je izvršiti redukciju momenta sile W_v [kp] s oboda voznog točka polumjera r [cm] na okretni moment na osovini motora. Zbog jednostavnosti obično se postupa na ovaj način: Pomoću određenog otpora ustaljene vožnje W_v izračuna se potrebna snaga motora N za danu brzinu vožnje v [m/s], uz pretpostavljeni stepen korisnosti:

$$N = \frac{W_v \cdot v}{75 \cdot \eta} \quad [\text{KS}]$$

Prema izračunanoj snazi N odabere se iz tablica motora odgovarajući motor, tako da ima istu, ili najbližu veću snagu N_1. Ako je broj okretaja toga motora n_1, onda njegov normalni okretni moment iznosi:

$$M_1 = 716{,}2 \frac{N_1}{n_1} \quad [\text{kpm}]$$

Nema li odabrani motor tačno onu snagu koja je dobivena računom, tj. N, mora se odrediti veličina okretnog momenta na osovini motora potrebnog za savladavanje otpora ustaljene vožnje. Budući da broj okretaja odabranom motoru iznosi n_1, taj je okretni moment:

$$M = 716{,}2 \frac{N}{n_1} \quad [\text{kpm}] \qquad (100\text{-}25)$$

Okretni moment odabranog motora M_1 nije potrebno izračunavati, jer se obično nalazi u tablicama motora. U tim tablicama obično se nalazi i moment zahvata motora M_z ili bar odnos M_{max}/M_1. Sa M_{max} označen je najveći zahvatni moment kojega se motorom može postići.

Označimo li omjer:

$$\frac{W_{up}}{W_v} = \psi, \quad \text{odnosno:} \quad \frac{max\ W_{up}}{W_v} = \psi$$

gdje je:

$$W_{up} = \frac{G}{g} \cdot \frac{v}{t}, \quad \text{a} \quad max\ W_{up} = \frac{G}{g} \cdot \frac{2v}{t}$$

[vidi izraze (100-15) i (100-16)], može se napisati izraz za veličinu okretnog momenta na osovini motora potrebnog za savladavanje otpora ubrzanja masa koje se pravocrtno gibaju, ovako:

$$M_{up} = M \cdot \psi \qquad (100\text{-}26)$$

Za savladavanje otpora ubrzanja masa koje rotiraju potreban je okretni moment M_{ur}, koji se može odrediti izrazom (100-19), odnosno (100-20).

Prema tome zahvatni moment odabranog motora treba da bude:

$$M_z \geq M + M_{up} + M_{ur} = M + \psi M + M_{ur}$$

$$M_z \geq (1 + \psi) M + M_{ur} \qquad (100\text{-}27)$$

Ukoliko zahvatni moment M_z odabranog motora snage N_1 ne bi bio dovoljan s obzirom na zahtjev dan izrazom (100-27), treba odabrati drugi motor s dovoljno velikim zahvatnim momentom. Pri tom ponovnom odabiranju motora uobičajena su dva postupka, o kojima će biti govora kasnije.

113 POKRETANJE GRANIKA

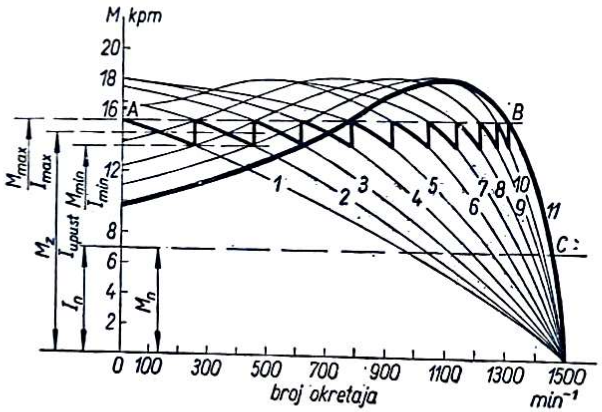
Pokretanje elektromotorima

Na traženje prof. Balcara izradili su „Škodovy závody" dijagrame koji su prikazani na slikama 100-14 i 100-15 [20]. Na slici 100-14 prikazane su krivulje upuštanja asinhronog motora snage 10 kW pri 1440 o/min i 380/220 V. Dijagram je izrađen na osnovu teoretske pretpostavke da uključivanjem pojedinih otpora nastane 11 pravilnih stupnjeva upuštanja motora, označenih brojevima 1 do 11. Veličina otpora pojedinih stupnjeva iznosi: na prvom stupnju 7,5 r, na drugom stupnju 6,1 r, pa 5,0 r, 4,04 r, 3,1 r, 2,3 r, 1,6 r, 1,04 r, 0,58 r, na desetom stupnju 0,25 r, i konačno na jedanaestom stupnju 0. Sa r je označen otpor rotora motora.

Za svaki stupanj izvučena je krivulja koja pokazuje kako se mijenja okretni moment motora u ovisnosti o broju okretaja motora. Debelo izvučena krivulja, označena brojem 11, pokazuje kako se mijenja okretni moment motora kad su već svi otpori isključeni.

Pri upuštanju, a i za cijelo vrijeme pokretanja motora, ne ide se s jačinom struje I na krajnju moguću veličinu, nego samo do veličine tzv.

struje upuštanja (I_{upust}), čija je maksimalna vrijednost označena sa I_{max}, a minimalna sa I_{min}. Da bi se postigao što veći zahvatni moment, bilo bi poželjno da I_{upust} naraste u promatranom motoru do veličine koja odgovara okretnom momentu od 18 kpm (vidi sliku). Praktički se to ne može iskoristiti, jer bi motor previše trpio. Čim se počne motor nakon upuštanja pokretati (na slici položaj *A*), struja *I* počinje opadati na veličinu I_{min}, pri uključenom konstantnom optoru. Sa strujom opada i moment *M*. Prebacivanjem ručice „kontrolera" u položaj 2 postizava se to da *I* naraste opet na I_{max}, a također i *M* na svoju prvotnu najveću vrijednost. Daljnjim postepenim prelaženjem s jednog položaja kontrolera na drugi može se postići da *I* stalno koleba između I_{max} i I_{min}, a odgovarajući tome mijenja se i *M*. Čitav tok okretnog momenta između tačaka *A* i *B* dan je zupčastom krivuljom debelo izvučenom na slici, a između tačaka *B* i *C* krivuljom *M* za položaj 11. U tački *C*, za koju je veličina struje I_n, a $n = 1440$ o/min, daje motor svoj normalni okretni moment M_n, koji odgovara spomenutoj normalnoj (nominalnoj) snazi od 10 kW. Prema svom opterećenju motor se ustali na spomenutoj krivulji iznad ili ispod tačke *C*, dakako pri broju okretaja koji odgovara zauzetom položaju.



Sl. 100-14 [17].

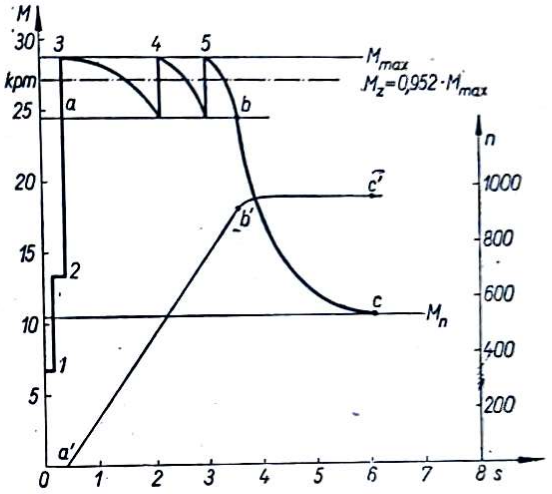
Odabiranjem drugih otpora mogla bi se izmijeniti veličina I_{max}, a time i okretni moment, tako da bi njegova srednja vrijednost između tačaka *A* i *B*, koja je označena sa M_z, mogla biti veća ili manja. U promatranom slučaju iznosi:

$$\text{mjera zahvata } m = \frac{I_{upust}}{I_n} = 2{,}23$$

Zahvatni moment M_z koleba između $M_{max} = 15{,}2$ kpm i $M_{min} = 13{,}6$ kpm. Pri vrijednosti $M_n = 6{,}8$ kpm iznosi $M_{min} = 2M_n$. Uzimajući vrijednost za $M_z \approx 14{,}4$ kpm dobiva se $M_z = 2{,}12\, M_n$. Pokretanje motora između tačaka *A* i *B* vršilo bi se uglavnom tako, kao da bi zahvatni moment imao stalno konstantnu vrijednost M_z.

Navedeni primjer (Balcar, Jeráby, str. 219) teoretski je, ili idealan, jer obično nema tako velikog broja položaja na kontroleru; u prvim su položajima otpori tako veliki da se ne dostiže vrijednost M_{max}, i ne može se računati time da se prelazi iz jednog položaja u drugi vrše uvijek baš u pravi trenutak.

Stvarni odnosi uz upotrebu kontrolera sa 5 položaja prikazani su slikom 100-15. Ovdje se radi o elektromotoru snage 10 kW, 940 o/min, a $M_{max}/M_n = 2{,}7$. Na slici je prikazano kako se pri idealnom upuštanju motora mijenja zahvatni moment i broj okretaja *n* u ovisnosti o vremenu *t*, za čitavo vrijeme pokretanja. I ovdje je prikazan donekle idealan slu-



Sl. 100-15 [18].

čaj, jer bi upravljač granika morao uvijek tačno pogoditi moment kad treba preći na drugi položaj kontrolera, da bi postigao ono što je prikazano na slici. Da bi se to postiglo morao bi upravljač granika promatrati ampermetar, i prema njemu spajati kontakte kontrolera.

Promatrani motor ima u praznom hodu 1000 o/min. Slika nam prikazuje približno maksimalne vrijednosti zahvatnog momenta, koje se još mogu postići. S njima se ne može računati kao s normalnim vrijednostima, jer ovdje je postignuta srednja vrijednost između tačaka *a* i *b* $M_z = 0{,}952\ M_{max}$. Obično se ovako visoka vrijednost ne dostiže, nego iznosi između 0,9 M_{max} i 0,8 M_{max}. Vrijednost $M_z = 0{,}8\ M_{max}$ može se normalnim kontrolerima već lako postići. Kakav će biti tok okretnog momenta, i prema tome koliki će se zahvatni moment M_z stvarno postići, ovisi o uvježbanosti upravljača granika.

Na slici se vidi da zahvatni moment na prvom stupnju ne postigne niti vrijednost M_n, nego samo oko 60% te vrijednosti, tako da se na tom stupnju motor niti ne pomakne ako je pod punim opterećenjem. Na drugom stupnju zahvatni moment postiže vrijednost $1{,}3\ M_n$. Tek na trećem stupnju postiže vrijednost M_{max}, što mora da bude dovoljno da se granik pokrene. Obično je M_{max} tako velik prema M_n da lako savlada polazne

otpore, tj. otpore u prelazu iz mirovanja u gibanje, koji su veći od otpora ustaljene vožnje. Prema tome je potrebno samo ustanoviti je li M_z dosta velik da bi u traženom vremenu ubrzao granik do tražene brzine vožnje. Razlog zbog čega je praktički nužno da se na prvom stupnju, a po potrebi i na drugom, odabire otpor rotora tako velik da se ne postigne ni normalni okretni moment M_n je taj, da se postigne dobra regulacija motora i onda, kad je motor neznatno opterećen.

Na slici 100-15 [20] jasno se vidi da se 1/2 sekunde gubi dok motor zahvati maksimalnim momentom M_{max}, i da se može računati sa zahvatnim momentom $M_z = 0{,}952\ M_{max}$ na tri mjesta (između tačaka *a* i *b*), za vrijeme od 3 sekunde. Za to se vrijeme može računati s jednolikim ubrzanjem, tj. brojem okretaja koji raste približno po pravcu, kako je prikazano na slici. U ovom je slučaju vrijeme ubrzanja tako maleno (3 sekunde) da motor ne odgovara za velike brzine vožnje. Između tačaka *b* i *c* ne može se više računati s jednolikim ubrzanjem, jer okretni moment naglo opada, a s njim opada i ubrzanje, pa se motor nakon dostignuća 85% ili 90% brzine polako približava punoj brzini ustaljene vožnje. Ubrzavanje između tačaka *b* i *c* bit će gotovo beznačajno, ali iziskuje vrijeme od približno 2 1/2 sekunde, koje je za pokretanje motora potpuno izgubljeno. U promatranom primjeru *glavno vrijeme pokretanja* traje samo 3 sekunde, iako *čitavo vrijeme pokretanja* što je potrebno da motor iz mirovanja postigne punu brzinu iznosi oko 6 sekundi. Ostatak od 3 sekunde je izgubljen. Gubitak vremena između tačaka *b* i *c* praktički ne znači mnogo za dužinu prevaljena puta granika, jer se za to vrijeme izgubi prosječno samo 5% puta prevaljena punom brzinom. Prema tome je jasno da se posljedice tih gubitaka vremena mogu lako nadoknaditi tako da se graniku dade nešto veća brzina vožnje, da bi mogao pri ustaljenoj vožnji punom brzinom nadoknaditi ono što je izgubio pri pokretanju. Gubitak od 1/2 do 1 sekunde prije početka pokretanja granika ne nadoknađuje se na spomenuti način, pa se uvijek računa da će se pokretanje produžiti barem za tu 1 sekundu.

Pri odabiranju motora za granike u praktičnom se radu nailazi najčešće na tri slučaja [20]:

I. Brzina vožnje granika nije veća od približno 60 m/min. Određena je samo brzina vožnje granika, a ne i vrijeme trajanja pokretanja granika do njegove pune brzine.

U tom se slučaju nominalna snaga motora odabire samo prema potrebnoj snazi za savladavanje otpora ustaljene vožnje, tj. prema potrebnom normalnom okretnom momentu M_n, a ne gleda se uopće na to koliko će vremena trebati motor za pokretanje granika do njegove pune brzine. Pretpostavlja se da je srednji zahvatni moment motora M_z dovoljno velik da vrijeme pokretanja granika ne bude predugo.

II. Brzina vožnje granika znatno je veća od 60 m/min. Vrijeme njegova pokretanja također nije propisano, propisana je samo brzina vožnje.

U tom se slučaju motor odabire tako da glavno vrijeme pokretanja ne bude duže od 4 do 5 sekundi. Čitavo vrijeme pokretanja bit će duže barem za 2 do 3 sekunde. Za granike koji se često pokreću i pri tom prevaljuju male udaljenosti treba glavno vrijeme pokretanja odabirati sa 4 sekunde, a za granike koji se rjeđe pokreću i pri tom prevaljuju velike

udaljenosti može se to vrijeme odabirati i sa 5 sekundi. Kad bi se u ovom slučaju odabrao motor prema potrebnoj snazi za savladavanje otpora ustaljene vožnje, tj. prema potrebnom normalnom okretnom momentu M_n, bio bi suviše slab. Obično se mora odabrati jači motor s većim zahvatnim momentom M_z, da bi se udovoljilo postavljenim zahtjevima pokretanja granika. Pri ovom odabiranju postupa se na dva načina:

a) Odabere se motor s takovim normalnim okretnim momentom M_n, kakav je potreban za savladavanje otpora ustaljene vožnje, ali s većim relativnim trajanjem uključenja ε [%] od onoga koje je potrebno za vrstu pogona u kojoj granik radi. Time je odabran motor koji s obzirom na M_n ima veći maksimalni moment M_{max}, odnosno veći zahvatni moment M_z. Nezgodna je strana takva odabiranja ta što je takav motor malo iskorišten za vrijeme ustaljene vožnje.

b) Odabere se motor s nešto većim normalnim okretnim momentom M_n nego što je potrebno za savladavanje otpora ustaljene vožnje, ali s onakvim relativnim trajanjem uključenja ε [%], kakvo je potrebno za vrstu pogona za koju se granik konstruira. Takav motor ima nešto manji M_z nego što je prema računu potrebno, pa zbog toga granik i ne postiže punu brzinu u određeno vrijeme. Budući da taj motor ima nešto veći M_n, on može dati graniku za vrijeme ustaljene vožnje nešto veću brzinu od određene brzine vožnje i time nadoknaditi gubitak pri pokretanju. Ovako odabran motor jeftiniji je i radi ekonomičnije, jer je bolje iskorišten za vrijeme ustaljene vožnje.

III. Brzina granika je velika. Ta je brzina vožnje određena, a određeno je i vrijeme trajanja pokretanja granika do postizavanja pune brzine.

U ovom slučaju ne preostaje ništa drugo nego odabrati motor pažljivo prema potrebnom maksimalnom okretnom momentu M_{max}, odnosno momentu zahvata M_z. Pri tom određivanju motora moramo držati na umu da se glavnom vremenu pokretanja uvijek treba dodati još 2 do 3 1/2 sekunde. Budući da se ovdje radi o jako iskorištenim granicima, motori se moraju odabirati s velikim relativnim trajanjem uključenja ε [%], koji prema tome imaju i velik M_{max}, odnosno M_z. Njihov normalni okretni moment M_n znatno je veći od potrebnog okretnog momenta za savladavanje otpora ustaljene vožnje, pa je prema tome takav motor neiskorišten. To je i dobro, jer se u tako forsiranom pogonu granika ovako odabrani motori barem ne zagrijavaju.

U ovakvim teškim slučajevima obično se izbor motora prepušta stručnjacima tvornica koje isporučuju motore i ostalu električnu opremu granika, jer oni mogu bolje izabrati odgovarajući motor, koji neće biti ni slab, a ni nepotrebno prejak. Projektant i konstruktor granika ne raspolažu s dovoljno podataka i dovoljnim pregledom iz tablica motora, pa zbog opreznosti odabiru nepotrebno prejake motore, a time i skuplje. U takvim slučajevima često su potrebni i detaljniji proračuni, kojima konstruktor granika nije vičan.

Općenito se može reći da zatvoreni motori imaju srazmjerno veći zahvatni moment prema narmalnom okretnom momentu od otvorenih motora. Drugim riječima, pri istom zahvatnom momentu nominalna snaga zatvorenih motora je manja. To je zbog toga da se zatvoreni motori ne bi suviše brzo zagrijali. Oni prema tome podnose znatno veće preopterećenje

od otvorenih motora, ako ono traje kraće vrijeme. Otvoreni se motori mogu upotrijebiti tamo gdje nema vlage niti prašine. To je rijedak slučaj u njihovoj primjeni za prenosila i dizala; može se reći u svega 20% do 30% slučajeva. Takav je slučaj kad je motor smješten u kabini upravljača granika. Zatvoreni su motori skuplji zbog toga što su izvedeni zatvoreno i zbog toga što su stvarno jači od otvorenih iste nominalne snage.

Motori s većim relativnim trajanjem uključenja ε imaju veći zahvatni moment prema normalnom okretnom momentu, pa su to također stvarno jači motori od onih s manjim ε, a iste označne snage. Označna je snaga tih motora niža, što je njihovo relativno trajanje uključenja ε veće.

Od istosmjernih motora za granike se najviše upotrebljavaju serijski motori. Budući da se istosmjerna struja u posljednje vrijeme sve manje upotrebljava za pogon granika, i primjena serijskih motora u toj vrsti pogona znatno se smanjila, unatoč njihovim dobrim osobinama. Serijski motori imaju veliku brzinu pri malim opterećenjima, a malu brzinu pri velikim opterećenjima, što veoma odgovara zahtjevima pogona granika.

U svrhu bržeg pokretanja granika s mjesta ne treba odabirati suviše jak serijski motor, da se kasnije, pri manjem opterećenju ustaljene vožnje, ne bi previše ubrzao.

Pokretanje parnim strojem

Zahvatni se moment kod parnih strojeva postiže većim punjenjem stroja, koje iznosi 70%, i više. Rad stroja je pri tako velikim punjenjima neekonomičan, jer se parni stroj tako dimenzionira, da pri normalnom punjenju radi što ekonomičnije. Budući da je u pogonu broj pokretanja granika velik, utjecaj je takvog neekonomičnog rada stroja pri velikim punjenjima znatan.

Kod parnih strojeva uobičajeno je kontrolirati i to, je li dovoljan puni tlak pare u jednom cilindru za savladavanje maksimalno mogućeg polaznog otpora granika, tj. otpora u momentu pokretanja granika s mjesta. Za pogon parnim strojevima vrijeme pokretanja obično se ne izračunava niti se za njega garantira.

Pokretanje motorima s unutarnjim izgaranjem

Budući da se motori s unutarnjim izgaranjem ne mogu mnogo preopteretiti, za savladavanje se otpora ubrzanja pri pokretanju granika mora koristiti kinetička energija motora, koji je snabdjeven velikim zamašnjakom. Zbog toga zahvatni moment motora nije konstantan, nego opada od neke maksimalne vrijednosti na veličinu normalnog okretnog momenta. Ako se mora proračunati i vrijeme pokretanja, treba računati sa slučajem prikazanim na slici 100-12.

Minimalno vrijeme ubrzavanja pri pokretanju

Odabiranjem snažnijeg motora, koji može razviti veći zahvatni moment, može se skratiti vrijeme ubrzavanja masa pri pokretanju granika. Skraćivanje toga vremena ograničeno je adhezionom težinom granika. To znači da bi se pri prevelikom zahvatnom momentu, s obzirom na adhezionu težinu granika, vozni točkovi počeli sklizati po tračnicama, tj. okretati se na mjestu.

Interesira nas koliko može iznositi najkraće moguće glavno vrijeme pokretanja, a da pri tome ne dođe do sklizanja točkova granika, odnosno njegova vitla. To ćemo promatrati za oba već spomenuta slučaja pokretanja granika, i to za slučaj α) kad brzina raste po pravcu, i β) kad brzina raste po paraboli. Vidi slike 100-11 i 100-12.

Graniku ili vitlu granika obično je samo polovica voznih točkova vezana na prigonski mehanizam. Težina koja otpada na te pogonske točkove adheziona je težina. Ona iznosi $Q/2$ ako je polovina voznih točkova vezana s prigonskim mehanizmom.

Da ne bi došlo do sklizanja točkova, sila na obodu pogonskih točkova, koja ubrzava mase koje se pravocrtno gibaju, tj. koja savladava otpor ubrzanja masa koje se pravocrtno gibaju, mora da bude:

$$F_{up} \leqq \frac{Q}{2} \cdot \psi$$

gdje je ψ koeficijent odupiranja. Pri tome je zanemaren utjecaj obodne sile F, koja savladava otpore ustaljene vožnje, te obodne sile F_{ur}, koja savladava otpore ubrzanja masa koje rotiraju. Sila F_{ur} je prema sili F_{up} prilično malena. Ukupna sila reducirana na obod točka je:

$$F_o = F + F_{up} + F_{ur}$$

Pri norlalnom stanju tračnica može se odabrati koeficijent odupiranja $\psi = 0{,}12$ do $0{,}15$. S gornjom vrijednošću ne može se sa sigurnošću računati kad se radi o granicima smještenim na otvorenom prostoru. Na masnim ili vlažnim tračnicama može sklizanje točkova nastati i uz $\psi < 0{,}12$.

Na osnovu iznesenog može se napisati, dakako približno, za slučajeve α i β ovo:

α) $$F_{up} = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v}{t} \leqq \frac{Q}{2} \cdot 0{,}12 = Q \cdot 0{,}06$$

β) $$F_{up} = \frac{Q}{g} \cdot \frac{2v}{t} \leqq Q \cdot 0{,}06$$

Iz navedenih izraza slijedi za slučajeve:

α) $$t \geqq \frac{v}{0{,}6} \approx 1{,}7\, v$$

β) $$t \geqq \frac{2v}{0{,}6} \approx 3{,}3\, v$$

Da ne bi došlo do sklizanja točkova, mora glavno vrijeme pokretanja biti veće od gore navedenih vremena. Vidi se da su to prilično velika vremena, naročito pri većim brzinama vožnje. Za brzinu od 2 m/s (120 m/min) iznosi vrijeme t za slučaj α 3,4 sekunde. Tome se mora još dodati 2 do 3 1/2 sekunde da bi se dobilo čitavo vrijeme pokretanja. Pri brzini od 3 m/s to je vrijeme još veće, a za slučaj β ono je dvostruko od onoga za slučaj α.

Izračunana bi se vremena mogla smanjiti na polovicu kad bi svi točkovi granika bili pogonski. Adheziona bi se težina tada podvostručila.

Ručni prigon

Ljudska radna snaga stoji svuda na raspolaganju. U transportnoj tehnici njena upotreba sve više opada. Ručni prigon primenjuje se još samo onda kad se radi o malim nosivostima, kratkim transportnim putovima, ili rijetkoj upotrebi dizala. Danas se rijetko kad upošljavaju više od četiri čovjeka za posluživanje dizala, pa je prema tome i snaga takvih dizala ograničena s približno 1 KS. Zbog te male snage pri ručnom prigonu nosivost je ručnih dizala ograničena na oko 15 do 20 t.

Za srednje jaka čovjeka može se računati snagom od 350—450 kp · · m/min. Koristeći tu snagu, čovjek može raditi za vrijeme od 1/4 sata, djelujući na ručicu silom od 15 kp.

Polumjer ručice iznosi 350 do 400 mm, a najzgodnija visina njene osovine iznad zemlje je 1 m.

Ako je polumjer ručice 400 mm, sila na ručicu 15 kp, a snaga 450 kp · · m/min, iznosit će broj okretaja ručice $n \approx 12$ o/min, jer je:

$$450 = 0{,}8 \cdot \pi \cdot 15 \cdot n \quad [\text{kp m/min}]$$

Ako rad traje duže od 1/4 sata, treba računati sa silom na ručicu od 8—12 kp, a samo za kratkotrajan rad od nekoliko minuta može se računati sa silom od 25 kp. Ukoliko na jednoj osovini ručice radi više radnika, njihovo djelovanje nije vremenski usklađeno, pa se zbog toga računa s nešto manjom silom po pojedinom radniku, npr. za normalan rad sa silom od 10—12 kp po radniku, umjesto 15 kp.

Ručni prigon izvodi se i preko lanca i lančanika. Osovina lančanika treba da bude tako visoko smještena iznad zemlje da lančanik ne može čovjeku zahvatiti prste. I u ovom slučaju računa se sa snagom čovjeka od približno 450 kp m/min, ali za trajanje rada od 1/4 sata može se odabirati sila od 15—20 kp po čovjeku. Brzina lanca kreće se od 30—35 m/min. Za kratko vrijeme trajanja rada može se računati sa silom od 30 kp, pa čak i sa 40 kp pri sasvim kratkom trajanju. Za dugotrajan rad treba odabrati 8—12 kp. Pri istovremenom radu nekolicine radnika računa se sa silom na lancu od 10—12 kp, zbog nespretnosti hvatanja lanca. Pri istovremenom radu četvorice radnika treba na istu osovinu smjestiti dva lančanika, da bi po dva radnika mogla vući za jedan lanac. Ti lančanici moraju biti međusobno dovoljno razmaknuti, da radnici jedan drugome ne smetaju pri radu.

Brzine dizanja ručnog prigona veoma su male. Na primjer na napravi za dizanje nosivosti 7,5 t, sa stepenom korisnosti $\eta = 0{,}62$, uz snagu jednog čovjeka od 450 kp m/min, iznosi brzina dizanja:

$$450 \cdot 0{,}62 = 7500 \cdot v$$

$$v \approx 0{,}037 \text{ m/min}$$

To znači, da jedan čovjek treba 27 minuta da bi 7,5 t spomenutom napravom digao 1 m visoko.

Motorni prigon

Motorni prigon dolazi za prenosila i dizala u obzir tamo gdje se radi o transportiranju većih tereta na veće udaljenosti. Za dizanje odnosno prenošenje tereta težih od 20 t treba svakako upotrijebiti motorni prigon.

Na osnovu poznavanja zahtjeva koje postavlja rad granika, odnosno prenosila i dizala uopće na svoje motorne prigone, mogu se tek procijeniti prednosti i nedostaci pojedinih vrsti motornih prigona u eksploataciji prenosila i dizala. To su ovi zahtjevi:

i. Isprekidan rad. Budući da je rad prenosila i dizala u velikom broju slučajeva isprekidan, tj. neprestano se izmjenjuju vremena rada s vremenima mirovanja, postavljaju se veliki zahtjevi na motorni prigon u pogledu njegova pokretanja iz mirovanja do pune brzine. Ta su pokretanja česta, a pri tome se moraju uvijek savladavati veliki polazni otpori i otpori ubrzanja.

ii. Pokretanje iz mirovanja pod opterećenjem. Zahtijeva se da se nakon zavješanja tereta granik može pokrenuti, i da se teret zaustavljen na nekoj visini odmah nakon otpuštanja kočnice može ponovno dizati. Oba ova zahtjeva iziskuju od prigonskih motora velik zahvatni moment odmah u početku njihova pokretanja.

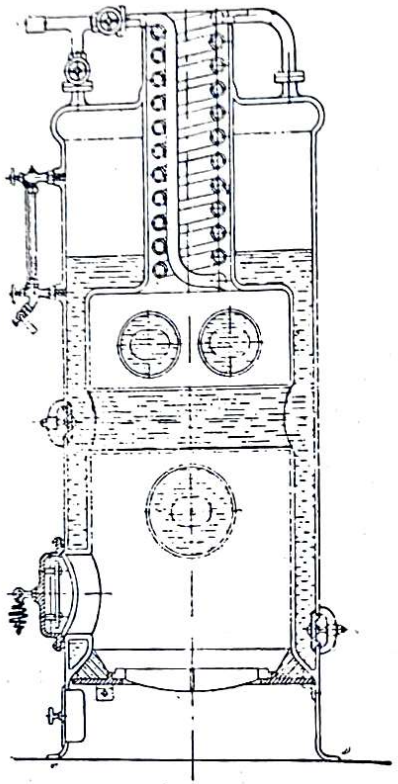
iii. Promjena smjera gibanja. Budući da se gibanje granika, odnosno vitla, pri prenošenju tereta vrši neprestano sad u jednom sad u drugom smjeru, a nakon dizanja slijedi spuštanje, potrebno je da se prigonski motori dadu lako, jednostavno i brzo reverzirati.

iv. Gotovo neprestana promjena opterećenja. Budući da se na velikom broju prenosila i dizala, koja služe za prenošenje komadne robe, opterećenje gotovo neprestano mijenja, na prigonske se motore postavlja ovaj zhtjev: Da bi se što bolje iskoristila raspoloživa snaga prigonskih motora, i da bi se uštedjelo radno vrijeme uz istu sigurnost transportiranja, pogonski bi motori trebali razvijati veću brzinu pod malim opterećenjem, a manju brzinu pod velikim opterećenjem.

v. Fina regulacija hoda. Od nekih se granika zahtijeva veoma fino reguliranje hoda pri njihovom pokretanju, odnosno dizanju. Među ove spadaju granici za vršenje preciznih montaža ili ljevaonički granici. Prigonski uređaj ovih granika mora biti tako konstruiran da može zadovoljiti tom zahtjevu.

Parni prigon. Unatoč tome što se parni stroj može jednostavno i brzo reverzirati i regulirati, i unatoč tome što zadovoljava gotovo svim ranije navedenim zahtjevima, ipak se parni prigon danas veoma rijetko upotrebljava. Težak kotao s potrebnom zalihom goriva i napojne vode vrlo je neugodan i nepotrebno opterećuje granik, ukoliko ne služi kao protuuteg. Vrijeme od 40 do 50 minuta, koje je potrebno za dobivanje pare iz kotla, uzrokuje da granik nije neprestano sposoban za rad. Mali parni stroj na ispuh, s vrlo jednostavnim razvodnikom, radi uz potrošak pare od 15 do 20 kg/KS$_e$h. Taj se potrošak kod slabo održavanih strojeva, a i zbog gubitaka kondenzacije za vrijeme mnogobrojnih stanki u radu, penje na 30 do 50 kg/KS$_e$h. To sve čini ovu vrst prigona vrlo neekonomičnom. Zato se takav prigon upotrebljava još samo ondje gdje je rad vrlo grub, a uslovi održavanja slabi, jer njegov je mehanizam veoma neosetljiv.

Upotrebljava se i tamo gdje nema električne struje ili gdje bi njeno uvođenje bilo preskupo. To je slučaj s granicima koji rade na velikim i prostranim skladištima, ili u zabačenim krajevima.



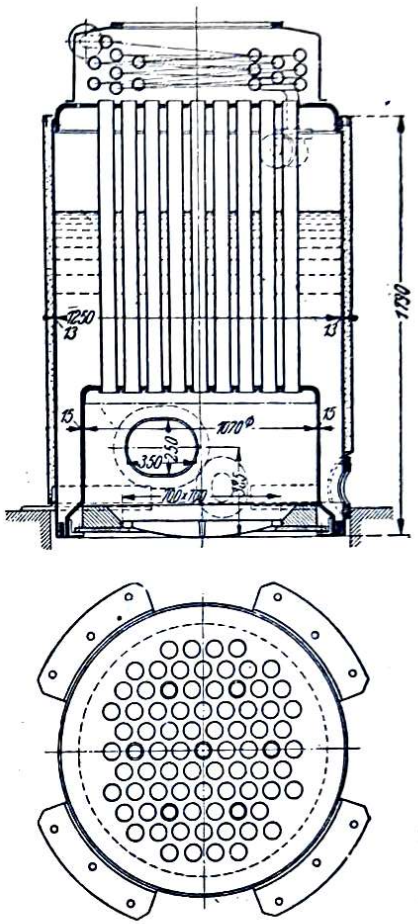
Sl. 100-16 Stajaći kotao s poprečnim cijevima [19].

Za proizvodnju pare obično se upotrebljava stajaći kotao s poprečnim cijevima (slika 100-16), jer je prikladniji za grub pogon i lakše se čisti od stajaćeg kotla s plamenim cijevima (slika 100-17). U grubom pogonu kod takvih kotlova dolazi do netijesnosti na mjestima uvaljivanja plamenih cijevi. Zbog toga se ovi kotlovi ugrađuju tamo gdje se u malom prostoru mora smjestiti kotao velike ogrjevne površine. Takvi kotlovi moraju imati pregrijač pare, da ne bi davali mokru paru. Naročito treba paziti da se dovodne parne cijevi do stroja izvedu u obliku koji daje neku elastičnost dovodnoj cijevi, npr. u obilku slova S, kako ne bi došlo do nesreće uslijed nezgodnog jakog udarca ili trzaja tereta.

Tlak pare u takvim kotlovima obično iznosi 10—12 atp. Veličina ogrjevne površine kreće im se od 6 do 25 m², uz površinu roštilja od 0,6 do 1,7 m². Površina pregrijača obično im je 2 do 5 m².

Prosječna produkcija pare po m² ogrjevne površine iznosi oko 20 kg/m²h.

Potrošak goriva može se računati sa: 1100 do 1250 kcal za 1 kg pare. Uz upotrebu kamenog ugljena ogrjevne vrijednosti 7000 kcal/kg to iznosi: 1 kg ugljena za svakih 6,5 do 5,5 kg pare od 12 atp i 300 do 350° C.



Sl. 100-17 Stajaći kotao s plamenim cijevima [31].

Težina praznog stajaćeg kotla s poprečnim cijevima iznosi približno 300 kp po m² ogrjevne površine, a težina vode u kotlu oko 130 kp po m² ogrjevne površine.

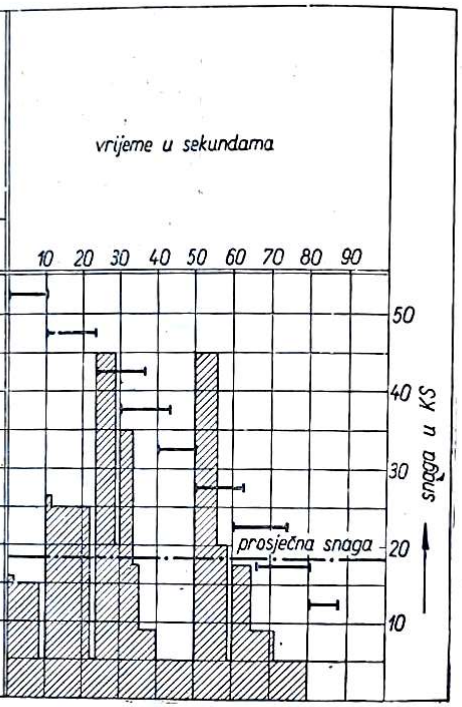
Parni stroj je obično blizni na ispušnu paru. Punjenje mu se regulira rukom i kreće se sve do 80%. Pri tom punjenju rad je stroja veoma neekonomičan. Zahvatni moment računa se s punim tlakom pare u jednom cilindru. Najčešće ti parni strojevi imaju 150—250 o/min, a iznimno 100 do 300 o/min. Maksimalna snaga parnog stroja iznosi 150% njegove trajne snage.

Parni se strojevi najčešće upotrebljavaju na okretnim granicima, na kojima se obično sva gibanja vrše pomoću jednog pogonskog stroja. Raz-

vođenje sila, koje izvode pojedina gibanja, vrši se pomoću izvrstivih spojki, pri čemu stroj neprestano radi.

Pri određivanju snage stroja treba poći od zahtjeva da se dva različita gibanja granika mogu izvoditi istovremeno. Pri istovremenom dizanju i vožnji treba odabirati manju brzinu vožnje, kako ne bi dolazilo do prevelikih potrebnih snaga. Da bi se što bolje odredila potrebna snaga, izrađuje se *dijagram radnog ciklusa granika* s potrebnim snagama. Na osnovu takvog dijagrama određuje se i potrebna prosječna snaga. Takav jedan dijagram za neki okretni granik sa jednim prigonskim strojem pri-

vrste pojedinih radnji	brzina	put	vrijeme ustaljene vožnje	vrijeme pokretanja i zaustavljanja	Σ vrijeme
	m/min o/min	m o	s	s	s
zahvatanje	30	4,5	8	1+1	10
dizanje	30	6	11	1+1	13
vožnja	100	13	3,5	6+3	12,5
okretanje	540 o/min	80°	5	5+3	13
otvaranje	30	4,5	8	1+1	10
vožnja	100	13	3,5	6+3	12,5
okretanje	540 o/min	80°	5	5+3	13
spuštanje	30	6	11	1+1	13
stanka	–	–	–	–	8



Sl. 100-18 Dijagram radnog ciklusa granika [19].

kazan je na slici 100-18. Maksimalna snaga prigonskog stroja mora da bude veća od potrebne snage određene na spomenuti način, a trajna snaga stroja mora da bude veća od potrebne prosječne snage dobivene prikazanim dijagramom.

Za električki prigon treba izbor motora izvršiti prema srednjoj kvadratnoj snazi (vidi u odlomku: Električki prigon).

Na osnovu takvog dijagrama i navedenih podataka može se lako odrediti približna veličina kotla i parnog stroja, npr.:

— za potrebnu maksimalnu snagu od 45 KS bit će trajna snaga parnog stroja $45/1{,}5 = 30$ KS,

— pri prosječnoj snazi od 18 KS, iznosi prema dijagramu, potrošak pare $18 \cdot 15 = 270$ kg/h,

— ogrjevna površina kotla je $270/20 = 13{,}5$ m²,

— težina kotla kreće se oko $13{,}5 \cdot 300 \approx 4000$ kp,

— težina vode u kotlu je $13{,}5 \cdot 130 \approx 1750$ kp,

— potrošak kamenog ugljena iznosi $270/6{,}5 \approx 42$ kg/h.

Prigon motorima s unutarnjim izgaranjem. Unutar ove vrsti prigona danas se pretežno upotrebljavaju dizl-motori, a samo iznimno benzinski ili plinski motori. Od dizl-motora ranije su se ugrađivali stacionirani motori s brojevima okretaja do 1000 o/min, dok se danas pretežno ugrađuju brzohodni trakcioni dizl-motori sa 1500 o/min. Izgleda da će ova vrst prigona pomalo zamijeniti parni prigon prenosila i dizala. Prednosti su ove vrsti prigona što je stroj uvijek pripreman za rad i što se ne troši gorivo za vrijeme dužih stanki. Za vrijeme normalnih radnih prekida, unutar radnog ciklusa, motor neprestano radi, a pojedina gibanja granika, odnosno radnje granika, vrše se ukapčanjem izvrstivih spojki. U ovoj su vrsti prigona težina prigonskog postrojenja i potreban prostor za smještaj toga postrojenja mnogo manji nego kod parnog prigona. Potrebna zaliha goriva također je mnogo lakša. Takav prigon nije opasan u prostorima s lako zapaljivom robom. Poslužuje ga samo jedan čovjek.

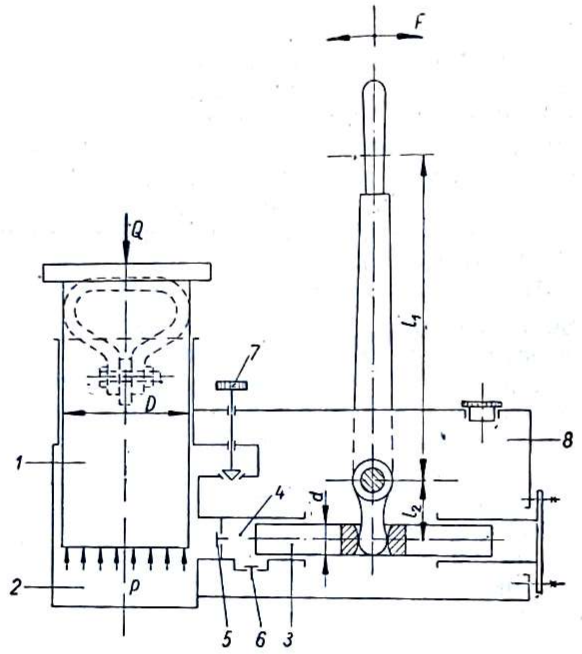
Nedostaci su takvog prigona u tome što je dizl-motor mnogo osjetljiviji od parnog stroja i što postavlja velike zahtjeve u pogledu ispravnog održavanja. Njegovo pokretanje pod opterećenjem nije moguće, pa se zbog toga mora motor odabrati prema okretnom momentu potrebnom pri pokretanju, a taj je mnogo veći od okretnog momenta potrebnog za ustaljenu vožnju, ili se za ubrzavanje masa granika mora koristiti kinetička energija motora koji je snabdjeven velikim zamašnjakom. U tom se slučaju pri pokretanju mora najprije sam stroj staviti u pogon, tako da postigne punu brzinu ili još veću, i tek onda ga se spaja s pojedinim mehanizmima granika pomoću izvrstivih spojki. Te klizne spojke mnogo trpe, jer moraju u početku klizati da ne bi došlo do pretvrdog zahvata. Opasnost od velikih momentanih naprezanja ne da se tako lako sa sigurnošću otkloniti. Mogućnosti potrebnog preopterećenja pri pokretanju tih motora mnogo su manje nego kod parnog stroja.

Danas se već pojavljuju i dizl električki pogoni, u kojima je dizl-motor vezan s generatorom, a pojedina gibanja granika vrše elektromotori pomoću struje proizvedene u tom generatoru. Time se otklanjaju mnoge nezgodne osobine prigona s dizl-motorima.

Hidraulički prigon. Danas se hidraulički prigon, vezan na pumpnu i akumulatorsku stanicu, veoma rijetko upotrebljava. Početkom stoljeća gotovo ga je sasvim istisnuo električki prigon iz ovog područja njegove primjene. Ranije se mnogo upotrebljavao u pristaništima i skladištima toplijih krajeva, jer tamo nije postojala opasnost od zamrzavanja. Hidraulički je prigon veoma ugodan zbog toga što se njime mogu dizati tereti i velikim brzinama, mekano i bez udaraca, što mu je pogon tih, tačan i siguran, veoma ga se lako poslužuje i ne predstavlja opasnost za podsticanje vatre. Nezgodna mu je strana što zahtijeva velike investicije za pumpnu i akumulatorsku stanicu. Dakako da se taj nedostatak ubla-

žuje ako je na stanicu priključen velik broj dizalica. Znatan mu je nedostatak i to što za velika i mala opterećenja, pa čak i u praznom hodu, treba uvijek istu količinu vode. Tlak vode je obično iznosio 20—25 at. Za dizalice dostiže i do 100 at, a u iznimnim slučajevima i do 500 at.

Hidraulički se prigon još i danas zadržao na malim ali jakim dizalicama, jer omogućuje velik prenosni odnos, uz malu težinu i mali volumen dizalica. Skica takve hidrauličke dizalice prikazana je na slici 100-19. Normalne izvedbe takvih dizalica grade se za nosivosti do 300 t, s podizanjem od približno 160 mm. One se upotrebljavaju za teške montažne radove u mostogradnji i brodogradilištima, i za ostale tome slične radove.



Sl. 100-19 Hidraulička dizalica [32].
1 - radni klip, *2* - radni cilindar, *3* - klip pumpe, *4* - cilindar pumpe, *5* - tlačni ventil, *6* - usisni ventil, *7* - ventil za spuštanje, *8* - spremnik vode.

Hidraulička dizalica prikazana na slici 100-19 sastoji se od radnog cilindra s radnim klipom na kojega se oslanja teret, i spremnika za vodu u kojem je smještena pumpa. Klip pumpe pokreće se ručnom polugom, siše tekućinu iz spremnika vode i tlači ju u radni cilindar. Teret se može držati na bilo kojoj visini, jer se tekućina ne može vraćati kroz tlačni ventil. Spuštanje tereta vrši se pomoću ventila za spuštanje. Visina podizaja ograničena je prelivnim kanalom, kojim daljnja dobava tekućine istječe pod tlakom. Tekućina za dizalice je ulje ili voda s dodatkom glicerina (1 dio glicerina na 2 dijela vode, do maksimalno 2 dijela glicerina na 1 težinski dio vode). Time se tačka smrzavanja pomiče na —10 do —35° C.

Promjer radnog klipa određuje se na osnovu tlaka tekućine pri punom opterećenju p, koji iznosi približno 400 do 500 at. Ako je opterećenje Q kp, onda je:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{p \cdot \pi}} \quad [\text{cm}]$$

Promjer klipa pumpe kreće se oko 16 mm. Maksimalna sila kojom se može računati na ručici poluge iznosi oko 70 kp. U jednoj minuti može se izvesti 20—30 potpunih pokreta ručicom. Jednim potpunim pokretom ručice dobije se podizaj od oko 0,1 mm, pri nosivosti od 300 t, a 0,6 mm pri nosivosti od 50 t.

Potrebnu silu na ručici F može se izračunati na ovaj način:

Ukupni prenos prema dimenzijama označenim na slici iznosi:

$$i = \frac{d^2}{D^2} \cdot \frac{l_2}{l_1}$$

tada je:

$$F = \frac{Q}{\eta} \cdot \frac{d^2}{D^2} \cdot \frac{l_2}{l_1} \quad [\text{kp}]$$

gdje je η stepen korisnosti hidrauličke dizalice, kojemu se veličina kreće između 0,6 ... 0,75.

Posljednjih godina sve se više primjenjuju uljni hidraulički prigoni manjih snaga na mobilnim granicima, malim bagerima i tome slično. Na industrijskom sajmu u Hannoveru 1955. godine prikazan je hidrostatički prigon jednog lučkog granika od 100 KS. Do tada se hidraulički prigoni granika tako velikih snaga nisu pojavljivali.

U posljednje vrijeme hidrodinamički prenosnici nailaze na sve veću primjenu u prigonima granika.

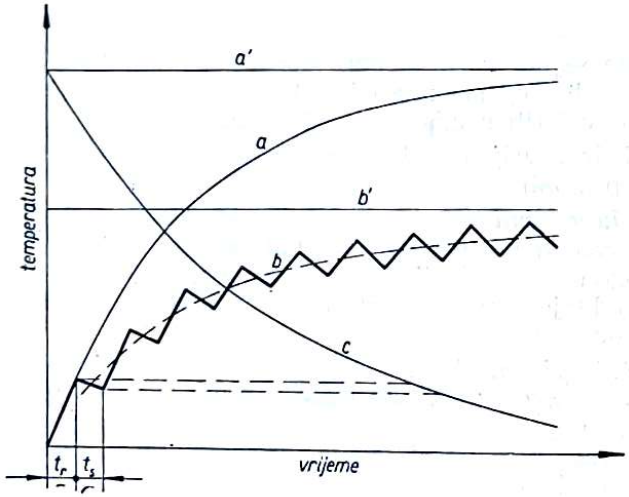
Prigon komprimiranim zrakom. U tvornicama u kojima je komprimirani zrak već uveden za neku drugu glavnu svrhu, može se upotrijebiti i za pogon stabilnih dizalica malog učinka. Te dizalice obično služe za lakše izvođenje sitnijih montaža. Pretlak zraka za njihov pogon treba da iznosi 4 do 7 atp.

Električki prigon. Ta se vrst prigona danas najviše upotrebljava za prenosila i dizala, zbog prednosti pred drugim vrstama prigona. Prednosti su: jednostavan privod energije, velika sigurnost u pogonu, neprestana gotovost za rad, mogućnost velikog preopterećenja tokom kratkog vremena i velika ekonomičnost pri radu. Ovo posljednje dolazi naročito do izražaja u pojedinačnom prigonu, u kojem za svaku vstu rada ili gibanja granik ima poseban motor. Do velike ekonomičnosti pri takvu radu dolazi zbog toga što je električki prigon prilagođen uslovima svake pojedinačne vrsti rada ili gibanja granika. Da bi se u kompliciranijim slučajevima električki prigon što bolje prilagodio zahtjevima pogona granika, potrebna je uska saradnja konstruktora granika s elektrotehničkim stručnjakom. Prednosti toga prigona leže i u njegovom lakom održavanju, a i u tome što su dimenzije i težine elektromotora malene. Pokretanje, regulacija i reverziranje motora, te daljinsko upravljanje, jednostavno je i može se lako provesti.

Nedostaci te vrsti prigona leže u velikom broju okretaja prigonskih elektromotora i u vezanosti tog prigona na kontaktnu mrežu ili kablove, što je naročito nezgodno za granike koji rade na slobodnim prostorima. Veliki brojevi okretaja elektromotora zahtijevaju prenosnike s velikim prenosnim odnosima, a s njima dakako rastu i gubici.

Učin elektromotora za granike ograničen je, kao i kod svih ostalih elektromotora, pored ostalog i visinom njegova zagrijavanja, koje ne smije preći propisane granice. U normalnim slučajevima dopuštena granica zagrijavanja namotaja motora iznosi 60° C, a za motore sa specijalnom izolacijom do 80 i 90° C. Električni gubici, a time i nastala toplina koja zagrijava motor, približno su proporcionalni kvadratu jačine struje i vremenu za koje ta struja prolazi. Prema tome isti motor podnosi, s obzirom na dopuštenu visinu zagrijavanja, veće opterećenje za kratko vrijeme ili manje opterećenje za duže vrijeme. Motor granika radi sa stankama, tj. isprekidano, i obično s veoma promjenljivim opterećenjem, a katkada i s momentanim preopterećenjem i to uglavnom pri pokretanju. Time se i razlikuju motori granika od transmisijskih motora, koji su za čitavo vrijeme rada neprestano opterećeni.

Graniku su svi pojedinačni radovi, odnosno gibanja, ograničeni, pa prema tome i svaki pojedini motor samo ograničeno vrijeme radi. Nakon toga rada slijedi za motor stanka, koja se koristi ili za rukovanje teretom ili za neki drugi pojedinačni rad, odnosno gibanje granika. Za vrijeme



Sl. 100-20 Krivulje zagrijavanja motora.

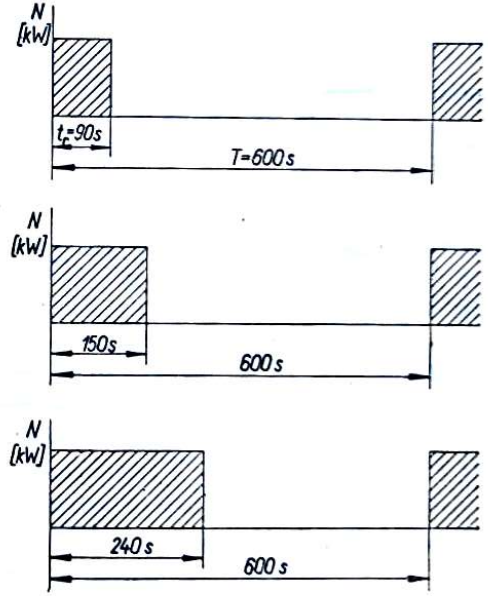
te stanke motor se hladi. Pri tako isprekidanom pogonu motor se granika naizmjenično grije pa hladi. Nakon izvjesnog broja takvih izmjena motor poprimi neku srednju ustaljenu temperaturu, koja je znatno niža od ustaljene temperature koju bi motor uz isto puno ustaljeno opterećenje poprimio u trajnom pogonu, tj. pri neprestanom radu. Drugim riječima to znači da uz istu srednju ustaljenu temperaturu motor u isprekidanom pogonu daje znatno veću snagu nego u trajnom pogonu. Na slici 100—20

prikazane su krivulje zagrijavanja nekog motora pri njegovom punom ustaljenom opterećenju u isprekidanom i trajnom pogonu. Krivuljom *a* prikazan je porast temperature motora u trajnom pogonu, koja od momenta ukapčanja neprestano raste i teži nekoj granici *a'*, na kojoj je odavanje topline jednako razvijanju topline. Sa *c* označena je krivulja ohlađivanja za vrijeme mirovanja. Krivuljom *b* prikazan je porast temperature motora u isprekidanom pogonu, pri čemu je sa t_r označeno vrijeme rada, a sa t_s vrijeme stajanja motora. Sa *b'* je označena granica dopuštene temperature.

Da bi se pri odabiranju motora za granike mogle uzeti u obzir spomenute osobitosti tog pogona, uveden je nov pojam pod nazivom »relativno trajanje uključenja« (rtu). Pod tim se razumijeva odnos sume svih vremena pojedinačnih radova unutar jednog radnog ciklusa granika ($\Sigma\ t_r$) i vremena trajanja čitavog radnog ciklusa T, izraženo u procentima. Prema tome je relativno trajanje uključenja:

$$\varepsilon = \frac{\Sigma t_r}{T} \cdot 100 = \frac{\Sigma t_r}{\Sigma t_r + \Sigma t_s} \cdot 100\ [\%] \qquad (100\text{-}28)$$

jer se vrijeme radnog ciklusa sastoji od sume vremena pojedinačnih radova i od sume vremena stanki.



Sl. 100-21

Relativno trajanje uključenja ε izražava se u procentima, a izravno pokazuje koliki procent vremena od trajanja jednog radnog ciklusa smije motor biti u pogonu, tj. uključen. Za određivanje snage motorima za isprekidani pogon na tvorničkoj »probnici« propisano je vrijeme trajanja jednog radnog ciklusa sa 10 minuta. Motori su podijeljeni u tri sku-

pine, prema tome koliko su minuta morali raditi unutar svakog radnog ciklusa, 1,5 minuta, 2,5 ili 4 minute. Prema tome dobivaju motori za granike oznake $\varepsilon = 15\%$, $\varepsilon = 25\%$ i $\varepsilon = 40\%$, pod kojima su uneseni i u liste motora. Takvi motori moraju sa svojom nominalnom snagom raditi po volji dugo vremena, uz određene uvjete rada, a da se pri tome ne zagriju preko propisane granice. Ovi uvjeti rada grafički su prikazani na slici 100-21.

Namjera je da se normalna relativna trajanja uključenja odrede sa 20, 40 i 60%, umjesto 15, 25 i 40%. Takva izmijenjena relativna trajanja uključenja već nalazimo u listama motora nekih tvornica (AEG).

Isprekidanim pogonom, prema § 19a VDE 0530 REM (Regeln für die Bewertung und Prüfung von elektrischen Maschinen), smatra se takav pogon u kojem se vremena dok je motor uključen (vremena trajanja pojedinačnih radova) izmjenjuju s vremenima stanki, dok motor nije pod naponom i koja ne traju tako dugo da bi se motor mogao ohladiti na temperaturu rashladnog sredstva. Ukupno trajanje radnog ciklusa, što se sastoji od vremena u kojima je motor uključen i vremena stanki u kojima motor nije pod naponom, iznosi najviše 10 minuta.

Pod trajanjem *radnog ciklusa* razumijeva se vrijeme između dva uzastopna zavješenja tereta. Zbog jasnoće navodimo kao primjer pojedinačne radnje jednog radnog ciklusa nekog radioničkog granika, uz naznaku motora koji su uključeni za vrijeme dok se pojedini radovi vrše. Vidi tablicu 100-3.

Tablica 100-3

Pojedinačne radnje	Uključen motor
zavješenje tereta na ulaznom koloseku	—
dizanje tereta	motor za dizanje
vožnja tereta na mjesto odlaganja	motor za vožnju granika motor za vožnju vitla
spuštanje tereta	motor za dizanje
oslobađanje tereta	—
dizanje prazne kuke	motor za dizanje
povratna vožnja do ulaznog kolosijeka	motor za vožnju granika motor za vožnju vitla
spuštanje prazne kuke	motor za dizanje

Da bi izbor veličine motora bio ispravan potrebno je sve spomenute osobine pogona granika uzeti u obzir, jer snaga motora mora da bude dovoljno velika da zadovolji zahtjevima koji se postavljaju na nosivost granika i njegovu brzinu. Istovremeno se zahtijeva i to da motor ne bude predimenzioniran. Izborom prevelikih motora postaje čitav električki uređaj nepotrebno skuplji, troškovi pogona viši, a sposobnost regulacije motora u pogonu postaje nedovoljna, jer su njegovi okretni momenti za normalna opterećenja, koja se pojavljuju u pogonu, preveliki.

Utjecaj isprekidanog pogona, utjecaj promjenljivog opterećenja granika i utjecaj različitih zahtjeva postavljenih na ubrzavanje granika mogu

se na najjednostavniji način uzeti u obzir onda kad se unaprijed može odrediti tačan režim rada granika, i na osnovu toga izraditi dijagram opterećenja motora u ovisnosti o vremenu, jer se na temelju takvog dijagrama može odrediti proizvedena toplina koja mora da bude odvedena od motora. To je slučaj kad se na primjer vitlom pretovarnog mosta vrši istovar ugljena iz broda, jer visine dizanja, dužine puta vožnje i opterećenje koje ovisi o sadržaju zahvatača ostaju uvijek isti, i jer se sve operacije neprestano ponavljaju u pravilnim radnim ciklusima. Iako su obično samo stručnjaci tvornice koja proizvodi motore u stanju takav proračun izvesti tačno, ipak i konstruktor granika može stvoriti sebi približnu predodžbu o potrebnoj snazi motora, koja gotovo u svim normalnim slučajevima u praksi zadovoljava. Taj postupak za izbor motora u daljnjem je tekstu iznesen pod natpisom: Izbor motora na osnovu srednje kvadratne snage. Za veliku većinu granika ne može se međutim unaprijed odrediti tačan režim rada granika, ni znati kakva će biti promjenljivost njegova opterećenja, pa se ne može izraditi ni dijagram opterećenja pojedinih motora. U takvim se slučajevima izbor snage motora vrši na osnovu snage potrebne za savladavanje otpora ustaljene vožnje, odnosno dizanja, uz procjenu relativnog trajanja uključenja ε i procjenu »relativnog opterećenja«. Tako odabranim motorima u nekim se slučajevima provjerava i sposobnost njihova pokretanja granika s obzirom na veličinu njihovog zahvatnog momenta (vidi odlomak 113 pod: Pokretanje elektromotorima). Taj postupak za izbor motora u daljnjem je tekstu iznesen pod naslovom: Izbor motora na osnovu procjene relativnog trajanja uključenja i relativnog opterećenja.

Izbor motora na osnovu srednje kvadratne snage. Količina topline u koju je pretvoren rad struje proporcionalna je kvadratu struje i vremenu za koje struja teče:

$$Q = C \cdot I^2 \cdot t$$

gdje je C faktor proporcionalnosti, koji uzima u obzir otpor vodiča kojim struja protječe. Za namotaj motora on se može smatrati konstantnim, međutim taj faktor nas u ovim razmatranjima dalje ne interesira.

Ako dijagram na slici 100-22 prikazuje promjenu struje u ovisnosti o vremenu pri radu nekog elektromotora granika, onda se može napisati da je proizvedena toplina od struje I_1 za vrijeme t_{r1}:

$$Q_1 = C \cdot I_1^2 \cdot t_{r1}$$

a od struje I_2 za *vrijeme* t_{r2}:

$$Q_2 = C \cdot I_2^2 \cdot t_{r2} \text{ itd.}$$

Suma proizvedene topline može se napisati ovako:

$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots$$

Ta toplina mora da bude proporcionalna kvadratu neke srednje struje i sumi svih radnih vremena. Prema tome je:

$$Q = C \cdot I_m^2 (t_{r1} + t_{r2} + \dots)$$

Na osnovu navedenog izlazi:

$$C \cdot I_m^2 (t_{r1} + t_{r2} + \ldots) = C \cdot I_1^2 \cdot t_{r1} + C \cdot I_2^2 \cdot t_{r2} + \ldots$$

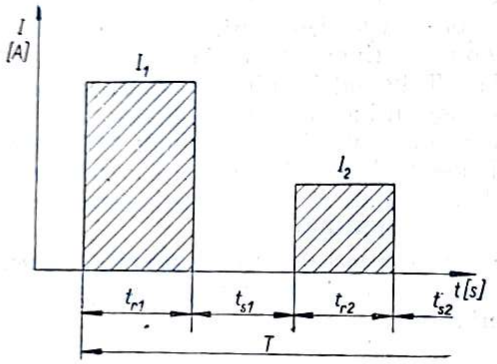
$$I_m^2 (t_{r1} + t_{r2} + \ldots) = I_1^2 \cdot t_{r1} + I_2^2 \cdot t_{r2} + \ldots$$

$$I_m = \sqrt{\frac{I_1^2 \cdot t_{r1} + I_2^2 \cdot t_{r2} + \ldots}{t_{r1} + t_{r2} + \ldots}}$$

ili općenito napisano:

$$I_m = \sqrt{\frac{\Sigma (I^2 \cdot t_r)}{\Sigma t_r}} \qquad (100\text{-}29)$$

Prema tome za srednju jakost struje treba uzeti srednju kvadratnu vrijednost.



Sl. 100-22

Ako se odrede vremena pokretanja granika t_p, vremena zaustavljanja granika t_z i vremena ustaljenih vožnji t_v može se izraditi krivulja promjene opterećenja motora granika u ovisnosti o vremenu. Na osnovu toga može se izraditi i krivulja promjene struje u ovisnosti o vremenu. Takav je dijagram prikazan na slici 100-23. Na toj se slici oznake s crticom odnose na rad granika bez zavješenog tereta, a sve ostale oznake na rad granika pod opterećenjem. Pomoću takvog dijagrama može se prema izrazu (100-29) doći do srednje kvadratne vrijednosti struje:

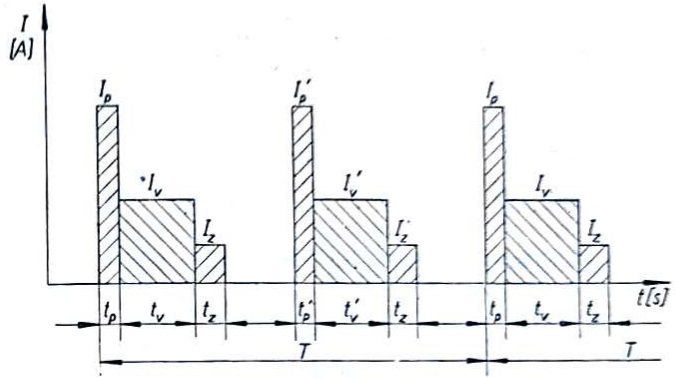
$$I_m = \sqrt{\frac{I_p^2 \cdot t_p + I_v^2 \cdot t_v + I_z^2 \cdot t_z + I_p'^2 \cdot t_p' + I_v'^2 \cdot t_v' + I_z'^2 \cdot t_z'}{t_p + t_v + t_z + t_p' + t_v' + t_z'}} \qquad (100\text{-}30)$$

Vremena zaustavljanja opterećenog i neopterećenog granika t_z i t'_z ne uzimaju se u račun pri mehaničkom kočenju, nego samo pri električkom.

Vremena stanki također ne ulaze u navedeni izraz, nego se uzimaju u obzir odabiranjem motora prema relativnom trajanju uključenja ε, koje se izračuna na osnovu navedenih podataka o vremenima.

Rekli smo da su električni gubici, a time i nastala toplina, približno proporcionalni kvadratu struje. Ako pretpostavimo da se stepen korisnosti ne mijenja, onda je struja pri konstantnom naponu proporcionalna okretnom momentu, ili uz nepromjenljiv broj okretaja proizvodenoj snazi. Na temelju toga je nastala toplina za vrijeme t_{r1}, uz snagu N_1:

$$Q_1 = C' \cdot N_1^2 \cdot t_{r1}$$

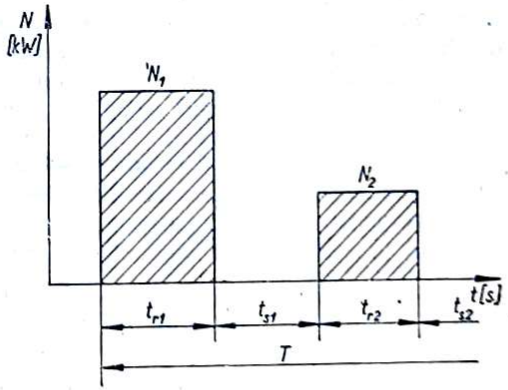


Sl. 100-23

Na potpuno analogan način kojim se došlo do izraza (100-29) dolazi se i do izraza:

$$N_m = \sqrt{\frac{\Sigma (N^2 \cdot t_r)}{\Sigma t_r}} \qquad (100\text{-}31)$$

gdje je N_m ***srednja kvadratna snaga*** koja se pomoću ovog izraza može proračunati na osnovu dijagrama opterećenja motora granika. Slika (100-24) prikazuje skicu takvog dijagrama.



Sl. 100-24

Budući da su dijagramom opterećenja određena radna vremena motora i vremena stanki, može se odrediti i relativno trajanje uključenja:

$$\varepsilon_d = \frac{\Sigma t_r}{T} \cdot 100 \ [\%]$$

ako bi se uzela u obzir i vremena stanki promatranog pogona.

Relativno trajanje uključenja ε_d, koje se dobije na osnovu dijagrama opterećenja, redovno se ne poklapa sa standardiziranim relativnim trajanjem uključenja ε_s navedenim u listama motora, pa se zbog toga snaga N_m mora još jedanput preračunati na ovaj način:

Označimo li sa Σt_{rs} sumu radnih vremena koja se odnosi na standardizirano relativno trajanje uključenja ε_s, može se na osnovu ranijih razmatranja napisati:

$$N_m^2 \cdot \Sigma t_r = N_s^2 \cdot \Sigma t_{rs}$$

$$N_m^2 \cdot \frac{\Sigma t_r}{T} \cdot 100 = N_s^2 \cdot \frac{\Sigma t_{rs}}{T} \cdot 100$$

$$N_m^2 \cdot \varepsilon_d = N_s^2 \cdot \varepsilon_s$$

$$N_s = N_m \sqrt{\frac{\varepsilon_d}{\varepsilon_s}} \qquad (100\text{-}32)$$

Prema tako određenoj snazi N_s odabire se iz liste motora onaj motor, koji je označen standardiziranim relativnim trajanjem uključenja ε_s.

Budući da učinjena pretpostavka u vezi s nepromjenljivim brojem okretaja vrijedi samo za asinhrone motore izmjenične struje i poredne motore istosmjerne struje, jer serijskim motorima istosmjerne struje i kolektorskim motorima izmjenične struje raste broj okretaja s opadanjem opterećenja, proračun je snage motora na osnovu izraza (100-31) i (100-32) samo približan. Najsigurniji način takve približne vrste proračuna bio bi ovaj:

Približnim se načinom odredi motor. Na osnovu tvorničke karakteristike toga motora za okretne se momente pojedinih radnih vremena nađu odgovarajuće jakosti struje. S tim se podacima nacrta dijagram ovisnosti struje o vremenu, i na osnovu njega se odredi srednja kvadratna vrijednost struje I_m. Sada se pomoću tvorničke karakteristike motora kontrolira, odgovara li normalnoj (nominalnoj) snazi motora struja I_m. Ukoliko to ne bi odgovaralo, treba odabrati drugi motor i postupak provesti nanovo. Postupak se toliko puta provede, dok se ne dođe do zadovoljavajućeg rezultata. Nakon toga se na spomenuti način odredi relativno trajanje uključenja ε, prema kojem se konačno odabire motor. Već je rečeno da je takav način proračuna bolje prepustiti stručnjacima tvornice motora, ukoliko se želi da proračun bude tačan, a ne približan.

Izbor motora na osnovu procjene relativnog trajanja uključenja i relativnog opterećenja. Za granike, za koje se ne može unaprijed nacrtati dijagram opterećenja pojedinih motora, vrši se izbor približne snage motora prema potrebnoj snazi za ustaljenu vožnju, odnosno dizanje, uz procjenu relativnog trajanja uključenja ε i procjenu »relativnog opterećenja«, pri čemu se uzima u obzir i radnja ubrzanja granika.

Tako odabranim motorima u nekim se slučajevima provjerava i sposobnost njihova pokretanja granika s obzirom na veličinu njihovog zahvatnog momenta. To se provjeravanje vrši na motorima za vožnju, naročito onda kad se radi o velikim brzinama. Osim ovog provjeravanja vrši se i provjeravanje snage motora s obzirom na njegovo dopušteno zagrijavanje. Za granike na slobodnom prostoru pri spomenutim provjeravanjima snage motora uzima se u obzir i utjecaj vjetra.

Da bi postupak pri takvom izboru motora bio ispravan navodimo neka razmatranja i jedan primjer.

a) Izbor *relativnog trajanja uključenja* ε može se izvršiti na osnovu procjene zauzetosti granika u njegovu radu. Pri tome se za *slabo iskorištene* granike odabiru motori sa $\varepsilon = 15\%$, za *srednje iskorištene* granike motori sa $\varepsilon = 25\%$, a za *jako iskorištene* granike sa $\varepsilon = 40\%$.

Za nešto tačniju procjenu rtu ε možemo se poslužiti podacima iz tablice 100-4. U toj su tablici pokraj podataka za ε navedeni i podaci za faktor m, kojim treba pomnožiti izračunatu snagu za ustaljenu vožnju, pod punim opterećenjem, da bi se dobila nominalna snaga (normalna snaga) motora. To je iskustveni faktor kojim se za neke vrsti granika uzima u obzir promjenljivost opterećenja, pokretanje granika i povećani otpori uslijed vanjskog smještaja granika. Za granike velikih brzina bolje je međutim ako se provjeri sposobnost njihovih motora s obzirom na pokretanje granika. Način toga provjeravanja naveden je u odlomku 113 pod: Pokretanje elektromotrima. Slovo v u tablici označuje da snagu pripadajućeg motora treba odrediti prema potrebnoj snazi za vožnju protiv vjetru. Podaci se u tablici odnose na mehanizme za vožnju i okretaje s kliznim ležajevima.

b) U velikom broju slučajeva radni se ciklus granika sastoji od gibanja opterećenog granika i povratnog gibanja granika bez opterećenja. Ova *promjenljivost opterećenja* uzima se u obzir tzv. »relativnim opterećenjem«. Relativno opterećenje definirano je izrazom:

$$R = \frac{M_0 + M}{2M} \qquad (100\text{-}33)$$

gdje je M_o okretni moment motora pri kretanju neopterećenog granika, a M okretni moment motora pri kretanju granika pod opterećenjem. Njihova srednja vrijednost u odnosu prema okretnom momentu M daje relativno opterećenje R.

U proračunima se mogu upotrijebiti ove približne vrijednosti za relativno opterećenje R [3]:

za motore za dizanje tereta kukom	R=0,55—0,60
za motore za dizanje tereta zahvatačem	0,75—0,80
za motore za vožnju vitla s kukom	0,65—0,75
za motore za vožnju vitla sa zahvatačem	0,85—0,95
za motore za vožnju mosta granika	0,75—0,90
za motore za vožnju pretovarnih mostova	0,90—1,00

Tablica 100-4

Vrst granika	Motor za			do 1 m/s		do 2 m/s		do 3 m/s	
		ε %	m	ε %	m	ε %	m	ε %	m
mosni granici za strojarnice, okretnice i prenosnice	dizanje vožnju vitla vožnju granika	15	0,9	15 15	1,0 1,0				
radionički i skladišni granici s kukom nosivosti do 5 t.	dizanje vožnju vitla vožnju granika	25	0,9—1,0	25 25	1,0 1,0 v	25 25	1,0—1,3 1,0—1,3 v	25—40	1,3—1,6 v
radionički i skladišni granici s kukom nosivost preko 5 t.	dizanje vožnju vitla vožnju granika	25—40	0,9	15—25 25	1,0 1,0 v	25—40	1,0—1,3 v		
mosni granici sa zahvatačem	dizanje vožnju vitla vožnju granika	40	1,0	25—40 40	1,1 1,0 v	40 40	1,0—1,5 1,0—1,5 v	40	1,5—1,8 v
ljevaonički granici	dizanje vožnju vitla vožnju granika	25—40	0,9—1,0	25 25	1,0 1,0	25	1,0—1,3	25—40	1,3—1,6
okretni granici s kukom	dizanje okretanje vožnju granika uvlačenje	25 25 15—25	1,0 2,0—3,0 v	25	1,0 v	25—40	1,0—1,3 v	25—40	1,3—1,6 v
okretni granici sa zahvatačem ili magnetom	dizanje okretanje vožnju granika uvlačenje	40—60 25—40 15—25	1,0 2,0—3,0 v	25	1,0 v	25—40	1,0—1,5 v	25—40	1,5—1,8 v
pretovarni mostovi s kukom	dizanje vožnju vitla vožnju granika	25	1,0	25—40 25	1,0 1,0 v	25—40	1,0—1,3	25—40	1,3—1,6
pretovarni mostovi sa zahvatačem	dizanje vožnju vitla vožnju granika	40—60	1,0	40 25	1,1 1,0 v	40—60 25—40	1,0—1,5 1,0—1,5 v	40—60	1,5—1,8

Podaci se odnose na mehanizme za vožnju i okretanje, koji su izvedeni s skliznim ležajevima.
»v« označuje da snagu motoru treba odrediti prema potrebnoj snazi za vožnju protiv vjetru.

Vidi se da relativno opterećenje R opada sa smanjenjem mrtve težine. Ona je najveća kod motora za vožnju pretovarnih mostova, za koje mrtvu težinu predstavlja vlastita težina granika. Vlastita je težina pretovarnih mostova prema težini njihova korisnog tereta veoma velika. Za motore za dizanje tereta kukom R je najmanje, jer u tom slučaju mrtvu težinu predstavlja samo prazna kuka s njenim sklopom.

Utjecaj promjenljivog opterećenja uzima se u račun na taj način da se odabere motor istog rtu ε s manjom nominalnom snagom N_n od izračunate snage za ustaljenu vožnju N_v. To se smanjenje može na približan[1] način provesti pomoću izraza:

$$N_n = \tau \cdot N_v$$

za koji se vrijednost faktora τ može odabrati prema veličini relativnog opterećenja R iz tablice 100-5

Tablica 100-5 [4]

Relativno opterećenje R	0,55	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
$\tau = \frac{N_n}{N_v}$	0,74	0,74	0,76	0,83	0,91	1,00

Relativno se opterećenje R pri određivanju snage motorima za dizanje često puta ne uzima u obzir, pogotovo ako se predviđaju uzastopna dizanja pod punim opterećenjem. Uzimanjem u obzir relativnog opterećenja R računa se na to da će upravljač granika nakon dizanja teških tereta učiniti nešto dužu stanku, da bi se motor mogao ohladiti.

c) Ako je izbor motora izvršen na osnovu određivanja njegove približne snage, u velikom broju slučajeva treba još izvršiti i provjeravanje sposobnosti motora s obzirom na pokretanje granika, tj. s obzirom na *snagu potrebnu za ubrzavanje granika*. Ta se kontrola vrši na način opisan u odlomku 112 pod: Potrebna snaga za pokretanje, uz navode u odlomku 113 pod: Pokretanje elektromotorima, i to za motore granika s brzinama vožnje iznad 1 m/s, ako se radi o kliznim ležajevima, a iznad 0,3 m/s, ako se radi o valjnim ležajevima. Budući da je utjecaj otpora ubrzanja pri dizanju malen, ta se kontrola za motore za dizanje ne provodi ni onda kad se radi o velikim brzinama dizanja.

U tablici 100-6 navedeno je zbog orijentacije za koliko je nominalna snaga motora N_n veća od snage potrebne za ustaljenu vožnju N_v pri različitim brzinama. Vremena pokretanja pri vožnji t_p, koja se mogu odabirati, također su navedena u toj tablici.

Tablica 100-6 [5]

Brzina vožnje v [m/s]			0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Vrijeme pokretanja t_p [s]			5	6	7	8	9	10
$\frac{N_n}{N_v} = m$ za	$w = 20$ kp/t, klizni ležajevi		1,0	1,0	1,2	1,3	1,4	1,5
	$w = 7$ kp/t, valjni ležajevi		1,45	2,0	2,5	2,8	3,0	3,2

[1] Tačniji način proračuna vidi: Schiebeler, Elektromotoren für aussetzenden Betrieb und Planung von Hebezeugantrieben. Verlag S. Hirzel, Leipzig 1926. H. Ernst, Die Hebezeuge, Band I, 1952, str. 207.

Vremena pokretanja t_p pri dizanju tereta obično se kreću između 2 do 5 sekundi, a vremena pokretanja t_p pri vožnji 3 do 15 sekundi, pri čemu se veća vremena odnose na vožnju mosta. Maksimalno vrijeme pokretanja pri vožnji mosta granika uz najjači vjetar ne bi trebalo da prelazi 20 sekundi.

Ubrzanja pri pokretanju kod dizanja tereta iznose 0,25 m/s² za granike nosivosti 5—20 t, a 0,05 m/s² za granike nosivosti 30—75 t. Ubrzanja pri pokretanju kod vožnje vitla, odnosno granika, iznose 0,4—0,35 m/s² za granike nosivosti 5—20 t, a 0,1 m/s² za granike nosivosti 30—75 t.

d) Uslijed čestog pokretanja motora i uslijed toga što se motor pri električnom kočenju može jače zagrijati nego za ustaljene vožnje, potrebno je provjeriti još i to nije li prekoračeno *dopušteno zagrijavanje* motora.

Pri električkom kočenju granika mogu se razlikovati tri dijela njegova gibanja:

— pokretanje granika za vrijeme t_p snagom $N_u + N_v$,
— ustaljena vožnja granika za vrijeme t_v snagom N_v,
— zaustavljanje granika za vrijeme t_z snagom kočenja motora N_k.

Sa N_u označena je maksimalna potrebna snaga ubrzanja na kraju pokretanja pri kojem brzina raste po pravcu. Ona se računa prema izrazu:

$$N_u = \frac{G+Q}{g} \cdot \frac{v}{t_p} \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta} \cdot \beta \quad [\text{KS}] \qquad (100\text{-}35)$$

gdje je:

G [kp] — vlastita težina granika ili vitla granika
Q [kp] — težina korisna tereta
v [m/s] — brzina vožnje
t_p [s] — vrijeme pokretanja

Sa faktorom β uzima se u obzir utjecaj masa koje rotiraju. Za normalno građene granike njegova se vrijednost kreće približno između 1,1 i 1,2.

Uz pretpostavku da je vrijeme zaustavljanja t_z jednako vremenu pokretanja t_p može se napisati da je:

$$N_k = (N_u - N_v) \cdot \eta^2 \qquad (100\text{-}36)$$

jer otpori vožnje i gubici u mehanizmu prigona obuhvaćeni stepenom korisnosti η sami koče i time pomažu motoru pri kočenju.

Na osnovu navedenih snaga može se izračunati srednja kvadratna snaga N_m iz izraza:

$$N_m = \sqrt{\frac{(N_u + N_v)^2 \cdot t_p + N_v^2 \cdot t_v + N_k^2 \cdot t_z}{t_p + t_v + t_z}} \qquad (100\text{-}37)$$

a na osnovu nje potrebna nominalna snaga motora, uzimajući u obzir promjenljivo opterećenje, iz izraza:

$$N_n = r \cdot N_m \qquad (100\text{-}38)$$

Vrijednosti za r mogu se odabirati iz tablice 100-5. Time je na približan način određena snaga motoru s obzirom na njegovo dopušteno zagrijavanje. Ukoliko je ta snaga veća od nominalne snage motora izračunate prema zahtjevima za pokretanje motora, treba odabrati motor s tom većom snagom, uz odgovarajuće rtu ε. Za granike smještene na slobodnom prostoru treba pri proračunu snage N_m prema izrazu (100-37) uzimati u obzir i utjecaj vjetra.

Primjer [21]

Izbor motora na osnovu procjene relativnog trajanja uključenja i relativnog opterećenja.

Treba odrediti motor za vožnju radioničkog granika s kukom. Nosivost granika iznosi 15 t, brzina vožnje mu je 1,5 m/s, prosječan put vožnje 50 m, a prosječan broj radnih ciklusa u satu 18. Granik ima klizne ležajeve i mehaničko kočenje. Vlastita težina granika iznosi 17 t.

1. Izbor motora određivanjem njegove približne snage

Približna snaga motora može se odrediti na osnovu podataka u tablici 100-4. Prema toj tablici za radioničke granike s kukom, nosivost preko 5 t, iznosi relativno trajanje uključenja $\varepsilon = 25—40\%$, a nominalna je snaga motora 1,0—1,3 puta veća od potrebne snage za ustaljenu vožnju pod punim opterećenjem. Pri brzini vožnje od 1,5 m/s, (m=1,0—1,3).

Potrebna snaga za ustaljenu vožnju pod punim opterećenjem iznosi prema izrazima (100-21) i (100-7):

$$N_v = \frac{W_v \cdot v}{75 \cdot \eta} = \frac{(G+Q) w' \cdot \varkappa \cdot v}{75 \cdot \eta} = \frac{(17+15)\,16 \cdot 1{,}25 \cdot 1{,}5}{75 \cdot 0{,}8}$$

$$N_v = 16 \text{ [KS]}$$

Nominalna snaga motora $N_n = m \cdot N_v = 1{,}2 \cdot 16 = 19{,}2$ KS

2. Provjeravanje sposobnosti motora s obzirom na pokretanje granika (tj. s obzirom na snagu potrebnu za ubrzavanje granika)

Pretpostavljajući da je srednja vrijednost zahvatnog momenta motora, za čitavo vrijeme pokretanja, 1,7 do 2 puta veća od njegovog normalnog (nominalnog) okretnog momenta, i da su snage proporcionalne okretnim momentima, treba da bude:

$$(1{,}7 \text{ do } 2)\, N_n = N_u + N_v \qquad (100\text{-}39)$$

Potrebna snaga ubrzanja, pri konstantnom ubrzanju granika, iznosi prema izrazu (100-35):

$$N_u = \frac{G+Q}{g} \cdot \frac{v}{t_p} \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta} \cdot \beta$$

$$N_u = \frac{17\,000 + 15\,000}{9{,}81} \cdot \frac{1{,}5}{8} \cdot \frac{1{,}5}{75 \cdot 0{,}8} \cdot 1{,}2 = 18{,}5 \text{ [KS]}$$

gdje vrijeme pokretanja t_p iznosi 8 s.

Na osvonu izraza (100-39) trebala bi nominalna snaga motora da iznosi:

$$N_n = \frac{N_u + N_v}{1{,}8} = \frac{18{,}5 + 16}{1{,}8} = 19{,}5\ [\text{KS}]$$

3. Provjeravanje snage motora s obzirom na zagrijavanje motora

Prema izrazu (100-37) srednja kvadratna snaga iznosi:

$$N_m = \sqrt{\frac{(N_u + N_v)^2 \cdot t_p + N_v^2 \cdot t_v}{t_p + t_v}}$$

jer je pri mehaničkom kočenju snaga kočenja $N_k = 0$.

Vrijeme ustaljene vožnje t_v može se odrediti na ovaj način:

Ako je usporenje uslijed kočenja jednako ubrzanju pri pokretanju, onda će put zaustavljanja biti jednak putu pokretanja. Put pokretanja:

$$s_p = \frac{v \cdot t_p}{2} = \frac{1{,}5 \cdot 8}{2} = 6\ [\text{m}]$$

Prema tome je put ustaljene vožnje $50 - 6 - 6 = 38$ m, a vrijeme ustaljene vožnje:

$$t_v = \frac{38}{1{,}5} \approx 25\ [\text{s}]$$

S ovim vremenom za ustaljenu vožnju iznosi srednja kvadratna snaga:

$$N_m = \sqrt{\frac{(18{,}5 + 16)^2 \cdot 8 + 16^2 \cdot 25}{8 + 25}} = 22\ [\text{KS}]$$

a potrebna nominalna snaga prema izrazu (100-38):

$$N_n = r \cdot N_m = 0{,}81 \cdot 22 = 17{,}8\ [\text{KS}]$$

gdje je vrijednost faktora r odabrana prema veličini relativnog opterećenja R iz tablice 100-5.

Relativno opterećenje R prema izrazu (100-33) iznosi:

$$R = \frac{M_0 + M}{2M} = \frac{17 + 32}{2 \cdot 32} = 0{,}77$$

a $r = 0{,}81$.

Sada se može odrediti i relativno trajanje uključenja za ovaj slučaj. Ukupno vrijeme za koje je motor uključen pri vožnji u jednom smjeru iznosi $t_p + t_v = 8 + 25 = 33$ s. Prema tome je motor uključen 66 s za vrijeme jednog radnog ciklusa. Budući da uz 18 radnih ciklusa u jednom satu otpada na jedan radni ciklus $3600 : 18 = 200$ s, relativno je trajanje uključenja:

$$\varepsilon = \frac{66}{200} \cdot 100 = 33\%$$

Na osnovu razmatranog treba odabrati motor prema snazi od 19,5 KS, koja je određena s obzirom na potrebnu snagu za ubrzavanje granika, uz relativno trajanje uključenja od 33%.

Budući da 33% nije standardizirano relativno trajanje uključenja nego 40%, nominalna će snaga motora iznositi prema izrazu (100-32):

$$N_n = 19{,}5 \sqrt{\frac{33}{40}} = 17{,}7\ [\text{KS}]$$

U slučaju da se ne uzima u obzir utjecaj vjetra, treba odabrati motor prema snazi od 17,7 KS, uz rtu $\varepsilon = 40\%$. Znači prvi snažniji motor prema listi motora.

4. Provjeravanje sposobnosti motora s obzirom na pokretanje granika, uzimajući u obzir i utjecaj vjetra

Računat ćemo s pritiskom vjetra od 16 kp/m².

Opterećenje granika uslijed vjetra iznosi prema izrazu (100-21):

$$W_{vj} = w_{vj} \cdot S = 16 \cdot 20 = 320\ [\text{kp}]$$

gdje je $S = 20$ m² površina izložena vjetru.

Snaga ustaljene vožnje protiv vjetru iznosi:

$$N_v = 16 + \frac{W_{vj} \cdot v}{75 \cdot \eta} = 16 + \frac{320 \cdot 1{,}5}{75 \cdot 0{,}8} = 16 + 8 = 24\ [\text{KS}]$$

gdje je 16 KS potrebna snaga za ustaljenu vožnju izračunata u ovom primjeru pod 1.

Motoru nominalne snage 19,5 KS, izračunatom u ovom primjeru pod 2, iznosi prosječna snaga za vrijeme pokretanja prema izrazu (100-39): $1{,}8 \cdot 19{,}5 = 35$ KS.

Na osnovu navedenog samo za ubrzavanje granika preostaje: $35 - 24 = 11$ KS.

Vrijeme pokretanja, uz pritisak vjetra, može se izračunati prema izrazu (100-35):

$$t_p = \frac{G + Q}{g} \cdot \frac{v}{11} \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta} \cdot \beta$$

$$t_p = \frac{17\,000 + 15\,000}{9{,}81} \cdot \frac{1{,}5}{11} \cdot \frac{1{,}5}{75 \cdot 0{,}8} \cdot 1{,}2 = 13{,}6\ [\text{s}]$$

Pri pristisku vjetra od 16 kp/m² ovo bi se vrijeme pokretanja granika moglo dopustiti.

5. Provjeravanje snage motora s obzirom na njegova zagrijavanja, uzimajući u obzir i utjecaj vjetra

Uzima se da se opterećeni granik kreće protiv vjetru, a neopterećeni u smjeru vjetra.

Prema izrazu (100-37) srednja kvadratna snaga iznosi:

$$N_m = \sqrt{\frac{(N_u + N_v)^2 \cdot t_p + N_v^2 \cdot t_v + (N_u' + N_v')^2 \cdot t_p' + N_v'^2 \cdot t_v'}{t_p + t_v + t_p' + t_v'}}$$

jer su pri mehaničkom kočenju snage kočenja N_k i N_k' jednake nuli. Veličine označene crticom odnose se na kretanje neopterećenog granika.

a) Vožnja opterećena granika protiv vjetru

Prema izračunatom u odlomku 4. ovoga primjera $N_u + N_v = 11 + 24 = 35$ KS, a vrijeme pokretanja $t_v = 13{,}6$ s.

Da bi se izračunalo vrijeme ustaljene vožnje t_v može se postupiti ovako:

Put koji odgovara pokretanju granika, tj. prevaljeni put za vrijeme ubrzavanja granika, iznosi:

$$s_p = \frac{v \cdot t_p}{2} = \frac{1{,}5 \cdot 13{,}6}{2} = 10{,}2\ [\text{m}]$$

Prevaljeni put za vrijeme zaustavljanja granika može se uzeti 3,5 m, jer vjetar djeluje kao kočnica, a u ovom slučaju mnogo rasterećuje mehaničku kočnicu.

Put ustaljene vožnje granika prema navedenom je 50—10,2—3,5 = = 36,2 m, a vrijeme ustaljene vožnje:

$$t_v = \frac{36{,}3}{1{,}5} = 24{,}2\ [\text{s}]$$

b) Vožnja neopterećena granika u smjeru vjetra

Snaga ustaljene vožnja u smjeru vjetra iznosi:

$$N_v' = \frac{G \cdot w' \cdot \varkappa \cdot v}{75 \cdot \eta} - \frac{W_{vj} \cdot v}{75 \cdot \eta}$$

$$N_v' = \frac{17 \cdot 16 \cdot 1{,}25 \cdot 1{,}5}{75 \cdot 0{,}8} - \frac{320 \cdot 1{,}5}{75 \cdot 0{,}8} = 8{,}5 - 8 = 0{,}5\ [\text{KS}]$$

Prosječna snaga motora za vrijeme pokretanja izračunata je u stavu 4. ovog primjera na osnovu izraza (100-39), a iznosi 35 KS. Na osnovu navedenog samo za ubrzavanje granika preostaje $N_u' = 35 - 0{,}5 = 34{,}5$ KS.

Vrijeme pokretanja može se izračunati prema izrazu (100-35):

$$t_p' = \frac{G}{g} \cdot \frac{v}{N_u'} \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta} \cdot \beta$$

$$t_p' = \frac{17\,000}{9{,}81} \cdot \frac{1{,}5}{34{,}5} \cdot \frac{1{,}5}{75 \cdot 0{,}8} \cdot 1{,}2 = 2{,}3\ [\text{s}]$$

Da bi se izračunalo vrijeme ustaljene vožnje t_v' opet ćemo postupiti ovako:

Put koji odgovara pokretanju granika, tj. prevaljeni put za vrijeme ubrzavanja granika, iznosi:

$$s_p = \frac{v \cdot t_p}{2} = \frac{1{,}5 \cdot 2{,}3}{2} = 1{,}7\ [\text{m}]$$

Prevaljeni put za vrijeme zaustavljanja granika može se uzeti 7 m, pa put ustaljene vožnje iznosi 50 — 1,7 — 7 = 41,3 m, a vrijeme ustaljene vožnje:

$$t_v' = \frac{41{,}3}{1{,}5} = 27{,}6\ [\text{s}]$$

Na osnovu izračunanih veličina srednja kvadratna snaga iznosi:

$$N_m = \sqrt{\frac{35^2 \cdot 13{,}6 + 24^2 \cdot 24{,}2 + 35^2 \cdot 2{,}3 + 0{,}5^2 \cdot 27{,}6}{13{,}6 + 24{,}2 + 2{,}3 + 27{,}6}} = 22{,}2\ [\text{KS}]$$

U slučaju da se uzima u obzir i utjecaj vjetra, treba odabrati motor prema snazi od 22,2 KS uz rtu $\varepsilon = 40\%$, jer ta je snaga za dane okolnosti najveća, pa prema tome i mjerodavna za izbor motora. Treba znači odabrati prvi snažniji motor prema listi motora.

Primjer [21]

Izbor motora na osnovu procjene relativnog trajanja uključenja i relativnog opterećenja.

Treba odrediti motor za vožnju vitla sa zahvatačem, koje se kreće po pretovarnom mostu brzinom 2,5 m/s. Nosivost pretovarnog mosta iznosi 16 t. Prosječan put vožnje vitla je 55 m, a prosječan broj radnih ciklusa u satu 35. Vitao ima klizne ležajeve, a kočenje je električko. Vlastita težina vitla iznosi 75 t, a težina zahvatača 8 t.

1. Izbor motora određivanjem njegove približne snage

Približna snaga motora može se odrediti na osnovu podataka u tablici 100-4. Prema toj tablici, za vožnju vitla pretovarnih mostova sa zahvatačem iznosi relativno trajanje uključenja $\varepsilon = 40 - 60\%$, a nominalna snaga motora je 1,5 — 1,8 puta veća od potrebne snage za ustaljenu vožnju pod punim opterećenjem, pri brzini vožnje od 2,5 m/s; (m = 1,5—1,8).

Potrebna snaga za ustaljenu vožnju pod punim opterećenjem iznosi prema izrazima (100-21) i (100-7):

$$N_v = \frac{W_v \cdot v}{75 \cdot \eta} = \frac{(G + Q)\, w' \cdot \varkappa \cdot v}{75 \cdot \eta} = \frac{(75 + 16)\, 20 \cdot 1{,}2 \cdot 2{,}5}{75 \cdot 0{,}8}$$

$$N_v = 91\ [\text{KS}]$$

Nominalna snaga motora $N_n = \text{m}\, N_v = 1{,}5 \cdot 91 = 137\ [\text{KS}]$

2. Provjeravanje sposobnosti motora s obzirom na pokretanje vitla (tj. s obzirom na snagu potrebnu za ubrzavanje vitla)

Potrebna snaga ubrzanja pri konstantnom ubrzanju vitla iznosi prema izrazu (100-35):

$$N_u = \frac{G+Q}{g} \cdot \frac{v}{t_p} \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta} \cdot \beta$$

$$N_u = \frac{75\,000 + 16\,000}{9{,}81} \cdot \frac{2{,}5}{9} \cdot \frac{2{,}5}{75 \cdot 0{,}8} \cdot 1{,}2 = 129 \text{ [KS]}$$

gdje vrijeme pokretanja t_p iznosi 9 s.

Na osnovu izraza (100-39) trebala bi nominalna snaga motora da iznosi:

$$N_n = \frac{N_u + N_v}{1{,}8} = \frac{129 + 91}{1{,}8} = 123 \text{ [KS]}$$

3. **Provjeravanje snage motora s obzirom na njegovo zagrijavanje**

Prema izrazu (100-37) srednja kvadratna snaga iznosi:

$$N_m = \sqrt{\frac{(N_u + N_v)^2 \cdot t_p + N_v^2 \cdot t_v + N_k^2 \cdot t_z}{t_p + t_v + t_z}}$$

Uz pretpostavku da je vrijeme zaustavljanja t_z jednako vremenu pokretanja t_p (9s), iznosi snaga kočenja prema izrazu (100-36):

$$N_k = (N_u - N_v)\,\eta^2 = (129 - 91)\,0{,}8^2 \approx 25 \text{ [KS]}$$

Vrijeme ustaljene vožnje t_v može se odrediti na ovaj način:

Ako je usporenje uslijed kočenja jednako ubrzanju pri pokretanju, onda će put zaustavljanja biti jednak putu pokretanja. Put pokretanja je uz konstatno ubrzanje:

$$s_p = \frac{v \cdot t_p}{2} = \frac{2{,}5 \cdot 9}{2} = 11{,}5 \text{ [m]}$$

Prema tome je put ustaljene vožnje $55 - 11{,}5 - 11{,}5 = 32$ m, a vrijeme ustaljene vožnje:

$$t_v = \frac{32}{2{,}5} = 13 \text{ [s]}$$

Na osnovu izračunanih veličina iznosi srednja kvadratna snaga:

$$N_m = \sqrt{\frac{(129 + 91)^2 \cdot 9 + 91^2 \cdot 13 + 25^2 \cdot 9}{9 + 13 + 9}} = 133 \text{ [KS]}$$

a potrebna nominalna snaga prema izrazu (100-38):

$$N_n = r \cdot N_m = 0{,}92 \cdot 133 = 123 \text{ [KS]}$$

gdje je vrijednost faktora r odabrana prema veličini relativnog opterećenja R iz tablice 100-5.

Relativno opterećenje R prema izrazu (100-33) iznosi:

$$R = \frac{M_0 + M}{2M} = \frac{75 + 91}{2 \cdot 91} = 0{,}91$$

a $r = 0{,}92$.

Sada se može odrediti i relativno trajanje uključenja za ovaj slučaj. Ukupno vrijeme u kojem je motor uključen pri vožnji u jednom smjeru iznosi $t_p + t_v + t_z = 9 + 13 + 9 = 31$ s. Prema tome je motor uključen 62 s za vrijeme jednog radnog ciklusa. Budući da uz 35 radnih ciklusa u jednom satu otpada na jedan radni ciklus $3600 : 35 = 103$ s, relativno je trajanje uključenja:

$$\varepsilon = \frac{62}{103} \cdot 100 = 60\%$$

Na osnovu razmatranog treba odabrati motor s najmanje 123 KS, uz relativno trajanje uključenja od 60%, ako se ne bi uzimao u obzir utjecaj vjetra.

4. **Provjeravanje sposobnosti motora s obzirom na pokretanje vitla, uzimajući u obzir i utjecaj vjetra**

Računat ćemo s pritiskom vjetra od 16 kp/m².

Opterećenje granika uslijed vjetra iznosi prema izrazu (100-21):

$$W_{vj} = w_{vj} \cdot S = 16 \cdot 14 = 224 \text{ [kp]}$$

gdje je $S = 14$ m², površina izložena vjetru.

Snaga ustaljene vožnje protiv vjetru iznosi:

$$N_v = 91 + \frac{W_{vj} \cdot v}{75 \cdot \eta} = 91 + \frac{224 \cdot 2{,}5}{75 \cdot 0{,}8} = 91 + 9 = 100 \text{ [KS]}$$

gdje je **91 KS** potrebna snaga za ustaljenu vožnju, izračunata u stavu 1. ovog primjera.

Motoru nominalne snage 123 KS, izračunatom u stavu 2. ovog primjera, iznosi prosječna snaga za vrijeme pokretanja prema izrazu (100-39): $1{,}8 \cdot 123 = 222$ KS.

Na osnovu navedenog samo za ubrzavanje vitla preostaje: $222 - 100 = 122$ KS.

Vrijeme pokretanja, uz pritisak vjetra, može se izračunati prema izrazu (100-35):

$$t_p = \frac{G+Q}{g} \cdot \frac{v}{122} \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta} \cdot \beta$$

$$t_p = \frac{75\,000 + 16\,000}{9{,}81} \cdot \frac{2{,}5}{122} \cdot \frac{2{,}5}{75 \cdot 0{,}8} \cdot 1{,}2 = 9{,}5 \text{ [s]}$$

Ovo je vrijeme pokretanja vitla, uz pritisak vjetra, prihvatljivo.

5. **Provjeravanje snage motora s obzirom na njegovo zagrijavanje, uzimajući u obzir i utjecaj vjetra**

Uzima se da se opterećeni vitao kreće protiv vjetru, a neopterećeni u smjeru vjetra.

Prema izrazu (100-37) srednja kvadratna snaga iznosi:

$$N_m = \sqrt{\frac{(N_u + N_v)^2 \cdot t_p + N_v^2 \cdot t_v + N_k^2 \cdot t_z + (N_u' + N_v')^2 \cdot t_p' + N_v'^2 \cdot t_v' + N_k'^2 \cdot t_z'}{t_p + t_v + t_z + t_p' + t_v' + t_z'}}$$

Veličine označene crticom odnose se na kretanje neopterećenog vitla.

a) Vožnja opterećenog vitla protiv vjetru

Prema izračunatom u odlomku 4. ovoga primjera $N_u + N_v = 122 + 100 = 222$ KS, a vrijeme pokretanja $t_p = 9{,}5$ s.

Uz pretpostavku da je vrijeme zaustavljanja t_z jednako vremenu pokretanja t_p (9,5 s), iznosi snaga kočenja prema izrazu (100-36):

$$N_k = (N_u - N_v)\,\eta^2 = (122 - 100) \cdot 0{,}8^2 = 14 \text{ [KS]}$$

Vrijeme ustaljene vožnje t_v može se odrediti na ovaj način:

Ako je usporenje uslijed kočenja jednako ubrzanju pri pokretanju, onda će put zaustavljanja biti jednak putu pokretanja. Put pokretanja uz konstantno ubrzanje iznosi:

$$s_p = \frac{v \cdot t_p}{2} = \frac{2{,}5 \cdot 9{,}5}{2} = 12 \text{ [m]}$$

Prema tome je put ustaljene vožnje $55 - 12 - 12 = 31$ m, a vrijeme ustaljene vožnje:

$$t_v = \frac{31}{2{,}5} = 12{,}4 \text{ [s]}$$

b) Vožnja neopterećena vitla u smjeru vjetra

Snaga ustaljene vožnje u smjeru vjetra iznosi:

$$N_v' = \frac{(G + G')w' \cdot \varkappa \cdot v}{75 \cdot \eta} - \frac{W_{vj} \cdot v}{75 \cdot \eta}$$

$$N_v' = \frac{(75 + 8) \cdot 20 \cdot 1{,}2 \cdot 2{,}5}{75 \cdot 0{,}8} - \frac{224 \cdot 2{,}5}{75 \cdot 0{,}8} = 83 - 9 = 74 \text{ [KS]}$$

G' je vlastita težina zahvatača.

Prosječna snaga motora za vrijeme pokretanja izračunata je u stavu 4. ovoga primjera, na osnovu izraza (100-39), a iznosi 122 KS. Na osnovu navedenog samo za ubrzavanje granika preostaje $N_u' = 222 - 74 = 148$ KS

Vrijeme pokretanja može se izračunati prema izrazu (100-35):

$$t_p' = \frac{(G + G')}{g} \cdot \frac{v}{N_u'} \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta} \cdot \beta$$

$$t_p' = \frac{83\,000}{9{,}81} \cdot \frac{2{,}5}{148} \cdot \frac{2{,}5}{75 \cdot 0{,}8} \cdot 1{,}2 = 7{,}1 \text{ [s]}$$

Uz pretpostavku da je vrijeme zaustavljanja t_z' jednako vremenu pokretanja t_p' (7,1 s), iznosi snaga kočenja prema izrazu (100-36):

$$N_k' = (N_u' - N_v')\,\eta^2 = (148 - 74)\,0{,}8^2 = 47{,}5 \text{ [KS]}$$

Vrijeme ustaljene vožnje t_v' može se odrediti na ovaj način:

Ako je usporenje uslijed kočenja jednako ubrzanju pri pokretanju, onda će put zaustavljanja biti jednak putu pokretanja. Put pokretanja je uz konstantno ubrzanje:

$$s_p' = \frac{v \cdot t_p'}{2} = \frac{2{,}5 \cdot 7{,}1}{2} = 9 \text{ [m]}$$

Prema tome je put ustaljene vožnje $55 - 9 - 9 = 37$ m, a vrijeme ustaljene vožnje:

$$t_v' = \frac{37}{2{,}5} = 14{,}8 \text{ [s]}$$

Na osnovu izračunatih veličina iznosi srednja kvadratna snaga:

$$N_m = \sqrt{\frac{222^2 \cdot 9{,}5 + 100^2 \cdot 12{,}4 + 14^2 \cdot 9{,}5 + 222^2 \cdot 7{,}1 + 74^2 \cdot 14{,}8 + 47{,}5^2 \cdot 7{,}1}{9{,}5 + 12{,}4 + 9{,}5 + 7{,}1 + 14{,}8 + 7{,}1}}$$

$$N_m = 132 \text{ [KS]}$$

Prema ovom rezultatu treba odabrati motor s najmanje 132 KS, uz relativno trajanje uključenja od 60%, ako se uzima u obzir utjecaj vjetra.

115 KOČENJE GRANIKA

Da bi rad granika bio dobar i besprijekoran veoma je važan ispravan izbor mehanizma za kočenje svakog pojedinog prigonskog uređaja. Taj izbor ovisi o specifičnim osobinama rada pojedinih granika. Dobar i besprijekoran rad granika ovisan je, dakako, i o solidnosti izrade mehanizma za kočenje, o ispravnosti njegove montaže, te o ispravnom uključivanju kočnice u pogonu granika.

Kočenje pri vožnji

Kretanje granika ili vitla granika za vrijeme djelovanja kočnice ovisi o nizu različitih faktora. Među njima su najvažniji: pogonske osobine kočnice, stanje vozne pruge, oblik i stanje voznih točkova i tome slično. Ovako velik broj različitih faktora o kojima ovisi kretanje granika onemogućuje postavljanje tačne jednadžbe kretanja granika, odnosno njegova vitla.

Ovdje ćemo se ograničiti na promatranje zaustavljanja granika, odnosno vitla, pri čemu pretpostavljamo da je teret kruto pričvršćen na graniku, tj. da se ne može slobodno njihati na nosivu užetu. Ima mnogo vrsti granika na kojima je teret zaista kruto vezan s granikom. Među ove spadaju npr. granici s kliještima za čeličane.

Vrijeme zaustavljanja, put zaustavljanja i usporenje granika

Granici malih brzina vožnje, tj. do 60 m/min, često nemaju kočnicu na prigonskom uređaju za vožnju. Uz te brzine dovoljni su i otpori vožnje da zaustave granik u dovoljno kratkom vremenu. Granici koji se moraju zaustavljati na tačno određenim mjestima, kao što su montažni granici, snabdijevaju se kočnicom i onda kad su im brzine vožnje veoma malene.

Vrijeme zaustavljanja granika koji nema kočnicu može se izračunati pomoću izraza u kojem je izjednačena kinetička energija granika s radnjom kočenja:

$$E_k = W_v \cdot s \qquad (100\text{-}39)$$

Sa W_v označen je otpor ustaljene vožnje, koji na putu s zaustavi granik. Pri jednoliko usporenom zaustavljanju granika put je zaustavljanja:

$$s = \frac{v \cdot t_z}{2} \qquad (100\text{-}40)$$

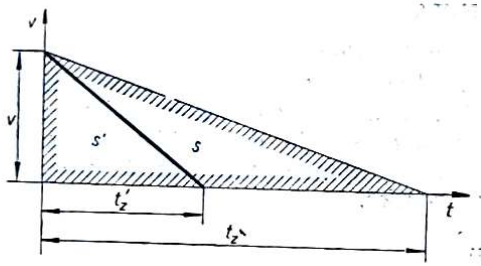
Na osnovu ova dva izraza, (100-39) i (100-40), vrijeme zaustavljanja je:

$$t_z = \frac{2 \cdot E_k}{W_v \cdot v} = \frac{2 \cdot s}{v} \qquad (100\text{-}41)$$

Uz vrijeme zaustavljanja t_z usporenje granika iznosi:

$$a = -\frac{v}{t_z} = -\frac{v^2}{2s} \qquad (100\text{-}42)$$

gdje je v brzina vožnje granika na početku zaustavljanja. Vidi sliku 100-25.



Sl. 100-25

Zanemarujući utjecaj masa koje rotiraju može se pomoću izraza (100-39) grubo izračunati vrijeme zaustavljanja na ovaj način:

$$\frac{G+Q}{g} \cdot \frac{v^2}{2} = (G+Q)\, w_v' \cdot s$$

U ovom izrazu, koji odgovara izrazu (100-39), sa G je označena vlastita težina granika s vitlom, sa Q težina tereta, a sa w_v' specifični otpor ustaljene vožnje. Uzimajući ubrzanje sile teže $g \approx 10$ m/s², a specifični otpor $w_v' = 20$ kp/t, može se napisati:

$$\frac{G+Q}{g} \cdot \frac{v^2}{2} = (G+Q)\, w_v' \cdot \frac{v \cdot t_z}{2}$$

$$v = 2 \cdot 10 \cdot 0{,}020 \cdot \frac{t_z}{2}$$

$$t_z = \frac{2v}{0{,}4} \qquad (100\text{-}43)$$

Prema tome će se uz navedene uslove granik iz kretanja brzinom od 60 m/min, odn. 1 m/s, zaustaviti za 5 sekundi, a iz kretanja brzinom od 30 m/min za 2,5 sekunde. To je veoma kratko vrijeme zaustavljanja, iako se ono ne postiže zaustavljanjem pomoću kočnice, nego je ostvareno samo pasivnim otporima vožnje.

Kad se u izračunavanju vremena zaustavljanja granika želi uzeti u obzir i utjecaj masa koje rotiraju, treba u izraz (100-39) uvrstiti za kinetičku energiju granika:

$$E_k = (m_g + m_q + m_r)\frac{v^2}{2} \qquad (100\text{-}44)$$

gdje je m_g masa čitava granika (s vitlom),
m_q masa tereta,
m_r masa dijelova koji rotiraju reducirana na osovinu voznog točka.

Do vrijednosti reducirane mase m_r može se doći na ovaj način [22]:

Kinetička energija dijelova koji rotiraju na pojedinim osovinama prigonskog uređaja, reducirana na osovinu pogonskog voznog točka, može se izračunati iz izraza:

$$\frac{J_{red\,n} \cdot \omega_n^2}{2} = \frac{J_1 \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{J_2 \cdot \omega_2^2}{2} + \ldots + \frac{J_n \cdot \omega_n^2}{2}$$

u kojem $J_{red\,n}$ označuje moment tromosti dijelova koji rotiraju na pojedinim osovinama, reduciran na osovinu voznog točka. Sa J_1, J_2 .... J_n označeni su momenti tromosti dijelova koji rotiraju na pojedinim osovinama prigonskog uređaja, od kojih se J_1 odnosi na dijelove osovine motora i njenog produženja, a J_2 do J_n na ostale osovine koje slijede iza osovine motora. Kutne brzine spomenutih osovina označene su sa ω_1 do ω_n, gdje se opet ω_1 odnosi na osovinu motora.

Ako se izraze momenti tromosti pomoću zamašnih momenata GD^2, i ako se $\frac{\omega_1}{\omega_n}$, $\frac{\omega_2}{\omega_n}$ itd. izraze odnosima $\frac{n_1}{n_n}$, $\frac{n_2}{n_n}$ itd., gdje n_1, n_2 ... n_n označuje brojeve okretaja pojedinih spomenutih osovina, može se napisati:

$$(G\,D^2)_{red\,n} = (G_1 D_1^2)\left(\frac{n_1}{n_n}\right)^2 + (G_2 D_2^2)\left(\frac{n_2}{n_n}\right)^2 + \ldots + (G_n D_n^2)$$

Budući da je u normalnim konstrukcijama rijetko kada utjecaj zamašnih momenata svih dijelova koji nisu vezani na osovinu motora i njeno produženje veći od 10 do 25% od utjecaja zamašnih momenata onih dijelova koji rotiraju na osovini motora i njenom produženju, može se s dovoljnom tačnosti napisati:

$$(G\,D^2)_{red\,n} = (1{,}1 \div 1{,}25)\,(G_1 D_1^2)\left(\frac{n_1}{n_n}\right)^2$$

Kad bi se $G_1 D_1^2$ odnosio samo na rotor motora, spomenuti procent bi se kretao od 25÷35%.

Da bi se gibanje masa koje rotiraju svelo na gibanje mase m_r, koja se pravocrtno kreće brzinom v, treba napisati:

$$\frac{(G\,D^2)_{red\ n}}{4g} \cdot \frac{\omega_n^2}{2} \cdot \eta = \frac{m_r \cdot v^2}{2}$$

pri čemu je uzet u obzir i ukupni stepen korisnosti prigonskog uređaja za vožnju η. Kutna brzina voznog točka označena je sa ω_n.

Konačno se prema navedenom može napisati izraz za reduciranu masu m_r:

$$m_r = \frac{(G\,D^2)_{red\ n} \cdot \omega_n^2 \cdot \eta}{4g \cdot v^2}$$

odnosno uvrštavanjem ranije izvedenog izraza za $(GD^2)_{red\ n}$ i uvođenjem promjera voznog točka D_t u navedeni izraz, može se napisati:

$$m_r = \frac{(1{,}1 \div 1{,}25)\,(G_1\,D_1^2)\left(\frac{n_1}{n_n}\right)^2 \cdot \eta}{g \cdot D_t^2} \qquad (100\text{-}45)$$

gdje je $(G_1\,D_1^2)$ zamašni moment dijelova koji rotiraju na osovini motora i njenom produženju, n_1 broj okretaja motora, n_n broj okretaja voznog točka. g ubrzanje sile teže, a η ukupni stepen korisnosti prigonskog uređaja za vožnju.

Granici kojima se brzine vožnje kreću približno između 60—90 m/min obično se snabdijevaju kočnicama koje su sposobne zakočiti normalnu snagu motora. Uzimajući grubo da je snaga tih motora određena prema otporima ustaljene vožnje granika, takav se granik kočnicom zaustavlja kao da ga koče dvostruki otpori ustaljene vožnje. Prema ovome i prema izrazu (100-43) vrijeme zaustavljanja takvih granika iznosilo bi:

$$t_z' = \frac{v}{0{,}4} \qquad (100\text{-}46)$$

tj. dva puta kraće nego u slučaju kad granik nema kočnice, a zaustavljaju ga samo otpori vožnje. Sa t_z' označeno je vrijeme zaustavljanja granika pri zaustavljanju kočnicom. Vidi sliku 100-25.

Za promatrani slučaj granik bi se iz kretanja brzinom od 1 m/s, odnosno 1,5 m/s, zaustavio za 2,5 s, odnosno 3,75 s. Ako ta vremena zaustavljanja odgovaraju, onda u takvim slučajevima možemo, kako je rečeno, računati kočnicu samo za zakočenje normalne snage motora.

Ako se zahtijeva da se granik zaustavlja u tačno određenom vremenu, koji se zahtjev postavlja obično na granike s velikim brzinama, treba da se vrijeme zaustavljanja ne odabere suviše kratko. Prekratko vrijeme zahtijeva suviše jaku kočnicu, a prejaka kočnica izaziva klizanje točkova po tračnicama. Zato u ovakvim slučajevima treba najprije protočkova po tračnicama. motriti do koje se mjere može granik zakočiti a da ne dođe do klizanja

Maksimalna sila odupiranja kojom se točak može oduprijeti o tračnice a da se pri tome ne posklizne iznosi $G_a \cdot \psi$. Sa G_a je označena adhe-

ziona težina granika, tj. ona težina granika i tereta koja otpada na pogonske vozne točkove. Maksimalna vrijednost koeficijenta odupiranja ψ, s kojom se može računati za suhe tračnice posipane pijeskom (za pretovarne mostove), iznosi 0,35, a za masne ili vlažne tračnice 0,1.

Obično je na graniku samo polovina broja voznih točkova kočena, jer samo su ti točkovi pogonski, pa odnos između adhezione težine granika i ukupne težine granika i tereta iznosi:

$$\delta = \frac{G_a}{G+Q} = 0{,}5 \qquad (100\text{-}47)$$

Ako su svi točkovi granika ujedno i pogonski, odnos $\delta = 1$, a ako se samo četvrtina broja točkova koči, onda je $\delta = 0{,}25$. To je slučaj kad granik ima na primjer samo dva pogonska točka kočena, od ukupno osam voznih točkova.

Prema navedenome može se reći da bi maksimalan otpor vožnji granika, pri zaustavljanju granika jakom kočnicom, mogao biti jednak zbroju otpora ustaljene vožnje koji se odnosi na slobodne vozne točkove granika, i otpora toj vožnji koji je jednak sili odupiranja. Ta se sila odupiranja, dakako, odnosi samo na pogonske vozne točkove. Slobodni vozni točkovi su oni, koji nisu vezani na prigonski uređaj za vožnju granika. Dakle:

$$W_{max} = [(G+Q) - G_a]\ w_v' + G_a \cdot \psi \qquad (100\text{-}48)$$

$$W_{max} = (G+Q)\ w_v' + G_a\ (\psi - w_v') \qquad (100\text{-}49)$$

gdje je ψ maksimalni koeficijent odupiranja, koji odgovara određenom stanju tračnica, a w_v' specifični otpor ustaljene vožnje u kp/kp.

Da bi se sa sigunošću izbjeglo klizanje točkova po tračnicama pri kočenju, u praktičnom se životu navedeni maksimalni otpor vožnji W_{max} izračunava sa znatno nižom vrijednošću za koeficijent odupiranja ψ. Taj se koeficijent za granike u zgradama, gdje nema kiše ni vlage, odabire sa $\psi \approx 0{,}12$.

Za normalne konstrukcije granika kojih adheziona težina iznosi polovinu ukupne težine granika, iznosi maksimalan otpor vožnji granika, uz specifični otpor vožnje od 20 kp/t ($w_v' = 0{,}02$) i koeficijent odupiranja $\psi = 0{,}12$, prema izrazu (100-49):

$$W_{max} = (G+Q)\,0{,}02 + \frac{G+Q}{2}(0{,}12 - 0{,}02) = 0{,}07\,(G+Q)$$

Najkraće moguće vrijeme zaustavljanja granika jakom kočnicom, a da pri tome posve sigurno ne dođe do klizanja točkova po tračnicama (uzimajući $\psi \approx 0{,}12$), može se izračunati na ovaj način:

Prema izrazu (100-39):

$$E_k = W_{max} \cdot s' \qquad (100\text{-}50)$$

Uz:

$$s' = \frac{v \cdot t_z'}{2} \qquad (100\text{-}51)$$

zanemarujući utjecaj masa koje rotiraju:

$$\frac{G+Q}{g}\cdot\frac{v^2}{2}=0{,}07\,(G+Q)\cdot\frac{v\cdot t_z'}{2}$$

$$v\approx 0{,}7\,t_z'$$

Prema tome najkraće dopušteno vrijeme zaustavljanja je približno:

$$t_z'\approx 1{,}4\,v \qquad (100\text{-}52)$$

Najkraće *moguće* vrijeme zaustavljanja dobilo bi se, kad bi se u izraz za W_{max} uvrstio maksimalni koeficijent odupiranja ψ za određeno stanje tračnica.

Na osnovu izraza (100-52) može se uz dovoljno kočenja zaustaviti granik iz kretanja brzinom:

60 m/min (1 m/s) za približno 1,4 s
90 m/min (1,5 m/s) za približno 2,1 s
120 m/min (2 m/s) za približno 2,8 s
180 m/min (3 m/s) za približno 4,2 s

Veće brzine od 180 m/min za mostove granika obično se ne pojavljuju. Za vitla granika dolaze i veće brzine u obzir.

Ako se želi skratiti ukupno vrijeme vožnje bolje je skraćivati vrijeme zaustavljanja nego vrijeme pokretanja, jer jača je kočnica jeftinija od snažnijeg prigonskog motora.

Uspoređivanjem maksimalne sile zaustavljanja granika, svedene na obod voznog točka:

$$G_g\cdot\psi=\frac{G+Q}{2}0{,}12=0{,}06\,(G+Q)$$

s veličinom otpora vožnje 0,02 $(G+Q)$, vidi se da je veličina tih otpora tri puta manja od veličine sile odupiranja, koja je odabrana pri određivanju najkraćeg vremena zaustavljanja, tj. pri određivanju maksimalnog kočenja. Prema tome bi pri takvu kočenju zubi zupčanika prigonskog uređaja također bili tri puta više opterećeni kad bi se računali normalno, tj. prema otporu ustaljene vožnje. Zbog toga se u takvim slučajevima računa s jedan i pol puta većim naprezanjima u zubima zupčanika, od naprezanja dobivenih proračunom zupčanika prema otporu ustaljene vožnje. Takav se postupak može odabrati zbog toga, jer su stvarna naprezanja u zubima zupčanika manja od izračunatih naprezanja zbog povoljnijeg zahvata i povoljnijeg djelovanja sila između pojedinih zupčanika.

Ako se za izračunavanje vremena zaustavljanja granika t_z' želi uzeti u obzir i utjecaj masa koje rotiraju, onda treba u izraz (100-50) uvrstiti za kinetičku energiju granika izraz (100-44).

Vrijeme zaustavljanja obično se ne odabire kraće od 3 s pri srednjim brzinama, a 4 do 5 s pri velikim brzinama vožnje.

Maksimalno usporenje granika pri kočenju može se dobiti iz izraza u kojem su izjednačene sile koje zaustavljaju granik sa silom inercije [23]:

$$(G+Q)\,w_v'+G_a\,(\psi-w_v')=-\,a_{max}\,(m_v+m_q+m_r) \qquad (100\text{-}53)$$

Uzimajući u obzir izraz (100-47) i izraz (100-45) može se napisati da je maksimalno usporenje granika:

$$a_{max}=-\frac{(G+Q)\,[w_v'+\delta\,(\psi-w_v')]\cdot g}{G+Q+G_r} \qquad (100\text{-}54)$$

Ako se zanemari veličina G_r, odnosno m_r u izrazu (100-53), dobije se približna veličina maksimalnog usporenja granika:

$$a_{max}\approx-\,[w_v'+\delta\,(\psi-w_v')]\,g \qquad (100\text{-}55)$$

Ako se uzme da specifični otpor ustaljene vožnje iznosi približno 0,015 do 0,025 kp/kp za granike s kliznim ležajevima voznih točkova, a za granike s valjnim ležajevima još i manje, onda se može u gornjem izrazu veličina w_v' zanemariti, pa je:

$$a_{max}\approx-\,\delta\cdot\psi\cdot g \qquad (100\text{-}56)$$

Za vrijednosti odnosa δ 0,25, 0,5 i 1, i za $\psi=0{,}24$, a $g\approx 10$ iznosila bi maksimalna *moguća* usporenja granika $a_{max}\approx-\,0{,}6$: $-\,1{,}2$; $-\,2{,}4$ m/s². Maksimalna *dopuštena* usporenja granika bi se dobila kad bi se za ψ odabrala takva vrijednost, da se sa sigurnošću izbjegne klizanje točkova po tračnicama. Takav koeficijent odupiranja, npr. za granike u zatvorenim prostorima, iznosi 0,12—0,13.

Usporenje granika može doseći do 3.4 m/s² za granike kojima su svi vozni točkovi pogonski, i koji su snabdjeveni pjeskarama.

Moment kočenja

Moment otpora ustaljene vožnje reduciran na osovinu kočnice može se napisati:

$$M_w=\frac{W_v\cdot r_t}{p\cdot\eta}=\frac{(G+Q)\,w_v'\cdot r_t}{p\cdot\eta} \qquad (100\text{-}57)$$

gdje je r_t — radijus voznog točka,

p — prenosni odnos između osovine kočnice i osovine voznog točka,

η — stepen korisnosti prigonskog uređaja za vožnju.

Moment kočenja na osovini kočnice, tj. moment kojega mora proizvesti kočnica, obično je 1, 2 ili 3 puta veći od momenta M_w. Općenito pisano:

$$M_k=\alpha_k\cdot M_w \qquad (100\text{-}58)$$

gdje je $\alpha_k=1$, ako je kočnica odabrana tako da može zakočiti normalnu snagu motora.

Moment kočenja mora svakako da bude manji ili jednak momentu umanjene sile odupiranja, reduciranom na osovinu kočnice. Napisano izražava se to ovako:

$$M_k=\alpha_k\cdot M_w\leqq\frac{G_a(\psi-w_v')\cdot r_t\cdot\eta}{p} \qquad (100\text{-}59)$$

Umanjenom silom odupiranja nazvali smo silu $G_a\,(\psi-w_v')$ zbog toga što je ψ umanjeno za w_v'. Stepen korisnosti prigonskog uređaja za vožnju

može se za prvo proračunavanje odabrati sa $\eta = 0{,}9 - 0{,}8$. Kad je odabrano konstrukciono rješenje prigonskog uređaja određena je i njegova tačna vrijednost.

Pomoću izraza (100-59) može se odrediti maksimalni moment kočenja. Ujedno se tim izrazom može kontrolirati kližu li točkovi po tračnicama kad je kočnica pritegnuta.

Ako se želi da se granik zaustavi s nekim određenim usporenjem a', može se potrebni moment kočenja, kojeg treba da proizvede kočnica, izračunati na ovaj način [23]:

$$(G + Q)\ w_v' + G_a\ (\psi - w_v') = -\alpha'\ (m_g + m_q + m_r) \qquad (100\text{-}60)$$

Uzimajući u račun izraz (100-59) može se napisati:

$$(G + Q)\, w_v' + \frac{M_k \cdot p}{r_t \cdot \eta} = -a'(m_g + m_q + m_r)$$

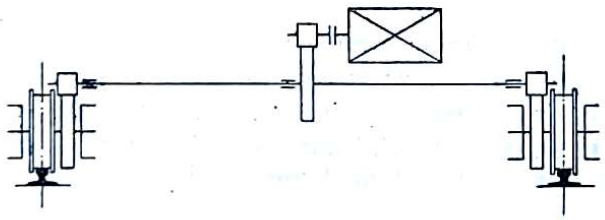
Veličina m_r izračunava se iz izraza (100-45).

Moment kočenja iznosi prema gornjem izrazu:

$$M_k = -\left[(G + Q + G_r)\frac{a'}{g} + (G + Q)w_v'\right]\frac{r_t \cdot \eta}{p} \qquad (100\text{-}61)$$

Ako se zanemari utjecaj masa koje rotiraju, tj. ako se zanemari veličina G_r odnosno m_r u izrazu (100-60), dobije se približna veličina momenta kočenja:

$$M_k \approx -(G + Q)\left(\frac{a'}{g} + w_v'\right)\frac{r_t \cdot \eta}{p} \qquad (100\text{-}62)$$



Sl. 100-26

Slika 100-26 prikazuje shemu prigonskog uređaja za vožnju.

Primjer [24]

Za granik za vađenje ingota iz kokila, tj. za granik kojemu je teret kruto pričvršćen na vitlu, treba odrediti moment kočenja, vrijeme zaustavljanja, i put zaustavljanja pri kočenju.

Vlastita težina mosta i vitla granika $G = 190$ t; težina tereta $Q = 25$ t; raspon granika $l = 25$ m; brzina vožnje granika $v = 125$ m/min; promjer voznog točka granika $D_t = 900$ mm (vozni točkovi imaju valjne ležajeve); promjer osovine voznih točkova $d = 180$ mm.

Most granika pokreće se na 8 točkova, od kojih su 4 pogonska. Adheziona težina granika prema tome iznosi:

$$G_a = \delta\ (G + Q) = 0{,}5\ (190 + 25) = 107{,}5\ [\text{t}]$$

Koeficijent odupiranja odabran je sa $\psi = 0{,}15$ za suhe tračnice. Prenos prigonskog uređaja za vožnju $p = 15.8$. Snaga prigonskog motora $N = 102$ KS, broj okretaja $n = 700\ \text{min}^{-1}$, a zamašni moment $GD^2 = 56$ kpm^2. Zamašni moment elastične spojke $G_1 D_1^2 = 31$ kpm^2. Specifični otpor ustaljene vožnje granika $w_v' = $ kp/t.

Potreban moment kočenja, koji je za dane uslove ujedno i maksimalni moment kočenja, može se izračunati iz izraza (100-59). Budući da granik ima dva prigonska uređaja, njima pripadaju i dvije kočnice, a za obje kočnice zajedno je:

$$M_k = \frac{G_a(\psi - w_v') \cdot r_t \cdot \eta}{p} = \frac{107\,500(0{,}15 - 0{,}01) \cdot 0{,}45 \cdot 0{,}9}{15{,}8} = 386\,[\text{kpm}]$$

Put zaustavljanja granika je prema izrazu (100-50):

$$s' = \frac{E_k}{W}$$

Prema izrazu (100-44) i (100-45) je:

$$E_k = (m_g + m_q + m_r)\frac{v^2}{2} = (G + Q + G_r)\frac{v^2}{2 \cdot g}$$

$$m_r = 2\,\frac{1{,}25\,(G D^2 + G_1 D_1^2) \cdot \left(\frac{n_1}{n_n}\right)^2 \cdot \eta}{g \cdot D_t^2}$$

$$m_r = 2\,\frac{1{,}25\,(56 + 31) \cdot 15{,}8^2 \cdot 0{,}9}{9{,}81 \cdot 0{,}9^2} \approx 6\,000\ [\text{kp s}^2/\text{m}]$$

m_r je uzet dvostruko, jer postoje dva prigonska uređaja.

$$E_k = (190 + 25 + 6 \cdot 9{,}81)\frac{(125/60)^2}{2 \cdot 9{,}81}$$

Otpor vožnji granika pri zaustavljanju je prema izrazu (100-49):

$$W = (G + Q)\ w_v' + G_a\ (\psi - w_v')$$

$$W = (190 + 25)\ 0{,}01 + 107{,}5\ (0{,}15 - 0{,}01)$$

Na osnovu navedenog put zaustavljanja je:

$$s' = \frac{(190 + 25 + 6 \cdot 9{,}81)(125/60)^2}{2 \cdot 9{,}81\,[(190 + 25)\,0{,}01 + 107{,}5\,(0{,}15 - 0{,}01)]} = 3{,}5\,[\text{m}]$$

Kad bi se zanemario utjecaj masa koje rotiraju, tj. kad bi se zanemarilo $G_r = m_r \cdot g$, iznosio bi put zaustavljanja granika približno 2,8 m.

Vrijeme zaustavljanja granika može se izračunati prema izrazu (100-41):

$$t_z' = \frac{2 \cdot s'}{v} = \frac{2 \cdot 3{,}5}{125/60} \approx 3{,}4 \text{ [s]}$$

U stvarnosti će vrijeme zaustavljanja i put zaustavljanja biti nešto duži, jer od momenta kad se kočnica stavi u djelovanje do momenta kad ona zahvati granik zaustavljaju samo otpori ustaljene vožnje.

Pomoću izraza (100-42) može se izračunati i usporenje granika:

$$a' = -\frac{v}{t_z'} = -\frac{125/60}{3{,}4} = -0{,}61 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

Ako je određeno ili odabrano usporenje kojim se granik treba zaustavljati, onda se moment kočenja može izračunati pomoću izraza (100-62), a put zaustavljanja iz izraza:

$$s' = -\frac{v^2}{2 \cdot a'}$$

Kočenja pri dizanju

Pri određivanju potrebnog momenta kočenja nećemo uzimati u obzir utjecaj električnog kočenja elektromotora za dizanje. Pri ovakvom određivanju momenta kočenja kočnice može se dogoditi, u slučaju efikasnog električnog kočenja, da moment kočenja kočnice bude prevelik. To nije dobro niti za prigonski uređaj za dizanje niti za čeličnu konstrukciju postolja granika, jer prejake kočnice mogu naglim zaustavljanjem izazvati prevelika dinamička opterećenja. Zato se za tačna računanja uzima u obzir utjecaj električkog kočenja, posljedica čega može da bude slabija kočnica.

Za proračun kočnice mjerodavno je zaustavljanje tereta pri njegovu spuštanju, a ne zaustavljanje tereta pri njegovu dizanju. Pri dizanju se, nakon isključenja prigonskog motora, kinetička energija pojedinih dijelova troši još i na daljnje dizanje tereta.

Moment kočenja jednak je sumi statičkog momenta i dinamičkog momenta. Statički moment služi za držanje tereta, a dinamički za postizavanje usporenja masa koje se pravocrtno gibaju i masa koje rotiraju:

$$M_k = M_{st} + M_{din} \qquad (100\text{-}63)$$

Ovaj izraz za moment kočenja u principu je isti kao izraz za moment pokretanja. Razlika je u tome što se računa s usporenjem umjesto s ubrzanjem, i u tome što trenje u prigonskom mehanizmu za dizanje djeluje tako da pomaže kočenju, dok se pri pokretanju i to trenje, odnosno sile trenja, moraju savladavati. Znači da u navedenom izrazu pojedini stepeni korisnosti η dolaze u brojnik, a ne u nazivnik.

Statički moment tereta reduciran na os kočnice, tj. na osovinu prigonskog motora, može se izraziti ovako:

$$M_{st} = \frac{Q \cdot r_b \cdot \eta}{p} \text{ [kpm]} \qquad (100\text{-}64)$$

U navedenom je izrazu

- Q — težina tereta s organima za zavješenje tereta, tj. opterećenje koje djeluje na bubanj u kp,
- r_b — radijus bubnja u m,
- η — ukupni stepen korisnosti, koji se sastoji od stepena korisnosti koloturnika i stepena korisnosti prigonskog uređaja,
- p — ukupni prenos, koji se sastoji od prenosa koloturnika i prenosa prigonskog uređaja.

Dinamički moment izazvan usporenjem masa koje rotiraju i masa koje se pravocrtno gibaju, reduciran na osovinu motora, tj. na os kočnice, može se izraziti:

$$M_{din} \approx \frac{(1{,}15 \div 1{,}25)(G_1 D_1^2) \cdot n_1}{375\, t_z} + \frac{0{,}975 \cdot Q \cdot v^2 \cdot \eta}{n_1 \cdot t_z} \text{ [kpm]} \qquad (100\text{-}65)$$

Pretpostavljeno je da je zaustavljanje jednoliko usporeno. Drugi član navedenog izraza, koji obuhvaća utjecaj masa koje se pravocrtno gibaju, neznatno utječe na veličinu dinamičkog momenta. U navedenom je izrazu

- $G_1 D_1^2$ — zamašni moment rotora motora, i onih dijelova koji se nalaze na osovini motora i njenom produženju u kp m^2,
- n_1 — broj okretaja motora u min^{-1},
- v — brzina dizanja tereta u m/s,
- t_z — vrijeme zaustavljanja u sekundama.

Do pojedinih članova izraza (100-65) dolazi se na ovaj način:

Zamašni moment ekvivalentnog sistema, koji zamjenjuje sistem masa koje rotiraju, reduciran na osovinu motora, odnosno os kočnice, može se odrediti prema ranije izloženom na osnovu ovog izraza:

$$(G D^2)_{red\,1\,rot} = (G_1 D_1^2) \cdot \eta_1 + (G_2 D_2^2)\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \cdot \eta_2 + \cdots + (G_n D_n^2)\left(\frac{n_n}{n_1}\right)^2 \cdot \eta_n$$

Sa $(G_1 D_1^2)$, $(G_2 D_2^2)$, ... $(G_n D_n^2)$ označeni su zamašni momenti dijelova koji rotiraju na pojedinim osovinama prigonskog uređaja za dizanje, od kojih se $(G_1 D_1^2)$ odnosi na dijelove osovine motora i njenog produženja, a $(G_2 D_2^2)$ do $(G_n D_n^2)$ na ostale osovine koje slijede iza osovine motora. Brojevi okretaja spomenutih osovina označeni su sa n_1 do n_n, gdje se opet n_1 odnosi na osovinu motora. Stepeni korisnosti η_2 do η_n odnose se na dijelove prigonskog uređaja između osovine motora na kojoj djeluje kočnica, i promatrane osovine toga uređaja. Stepen korisnosti η_1 obuhvaća samo gubitke u ležajevima prve osovine, tj. one na kojoj djeluje kočnica.

Iz navedenog se izraza vidi da najveći dio u reduciranom zamašnom momentu ima prvi član, koji se odnosi na dijelove smještene na osovini motora i njenom produženju. Udio svakog daljnjeg člana sve je manji zbog naglog opadanja prenosnog odnosa. Zbog jednostavnijeg računanja može se udio tih ostalih članova uzeti u obzir na taj način da se zamašni moment dijelova na osovini motora i njenom produženju poveća za 15—25%. U praktičnim proračunima obično se od dijelova na prvoj osovini uzimaju u račun rotor motora i spojka.

Prema navedenome je:

$$(GD^2)_{red\,1\,rot} \approx (1{,}15 \div 1{,}25)\,(G_1 D_1^2), \qquad (100\text{-}66)$$

a prema izrazu (100-19) sada se može napisati prvi član desne strane izraza (100-65). Do drugog člana toga izraza dolazi se na ovaj način:

Da se svede (reducira) djelovanje sila inercije koje nastaju zaustavljanjem tereta pri njegovu dizanju, odnosno spuštanju, na osovinu motora, tj. na osovinu na kojoj djeluje kočnica, treba kinetičku energiju tereta izraziti na ovaj način:

$$\frac{m_q \cdot v^2}{2} = J \cdot \frac{\omega_1^2}{2} = \frac{(G\,D^2)_{red\,1\,prav} \cdot \omega_1^2}{4g \cdot 2}$$

gdje je m_q — masa tereta s organima za zavješenje tereta,

$(GD^2)_{red\,1\,prav}$ — zamašni moment ekvivalentnog sistema, koji zamjenjuje sistem masa (m_q) koje se pravocrtno gibaju, reduciran na prvu osovinu, tj. na osovinu motora.

Uzimajući u obzir gubitke u prigonskom uređaju koji pomažu kočenju, može se napisati:

$$\frac{m_q \cdot v^2}{2} \cdot \eta = \frac{(G\,D^2)_{red\,1\,prav} \cdot \omega_1^2}{4g \cdot 2}$$

Ako se u gornji izraz uvrsti za:

$$m_q = \frac{Q}{g}, \text{ a za } \omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60}$$

dobiva se:

$$(G\,D^2)_{red\,1\,prav} = \frac{365\,Q \cdot v^2 \cdot \eta}{n_1^2} \qquad (100\text{-}67)$$

Pri jednoliko usporenom zaustavljanju iznosi reducirani dinamički moment, koji se odnosi na mase koje se pravocrtno gibaju:

$$M' = \frac{(G\,D^2)_{red\,1\,prav}}{4g} \cdot \frac{\omega_1}{t_z}$$

odnosno:

$$M'_n = (GD^2)_{red\,1\,prav} \frac{n_1}{375\,t_z}$$

Ako se zamašni moment izrazi prema relaciji (100-67), dolazi se do traženog oblika drugog člana izraza (100-65):

$$M' = \frac{0{,}975 \cdot Q \cdot v^2 \cdot \eta}{n_1 \cdot t_z}$$

Prema navedenome može se izračunati potrebni moment kočenja pomoću izraza (100-63), (100-64) i (100-65). U nekim zemljama postoje međutim i propisi, npr. Richtlinien für den Entwurf und die Berechnung von Kranen, Gosenergoisdat 1943, kojima se određuje veličina momenta kočenja pri dizanju tereta.

Prema navedenim propisima [28] kočnice se prigonskog uređaja za dizanje moraju proračunati prema najvećem dopuštenom putu zaustavljanja, pri najvećoj mogućoj brzini spuštanja. Osim toga treba u takvim slučajevima kontrolirati je li kočnica uz određeni koeficijent kočenja u stanju držati teret u mirovanju na određenoj visini. Pod koeficijentom kočenja ovdje se razumije odnos između momenta kočenja kočnice i okretnog momenta, kojeg izaziva teret na osovini na kojoj djeluje kočnica. Put zaustavljanja, uz takve kočnice, ne smije biti veći od veličina navedenih u tablici 100-7, a koeficijent kočenja ne smije biti manji od vrijednosti navedenih u istoj tablici.

Tablica 100-7 [28]

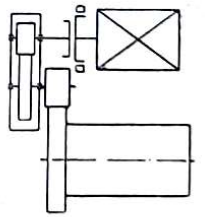
Režim rada granika	put zaustavljanja [m]	koeficijent kočenja β_k
lagani	$s/120$	1,75
srednji	$s/100$	2,00
teški	$s/80$	2,5

U navedenoj tablici sa s je označen put u m kojega prevali teret pri dizanju, odnosno spuštanju, u svakoj minuti. Režimi rada granika odnose se na relativno trajanje uključenja ε od 15, 25 i 40%.

Na osnovu iznesenog mora da bude:

$$M_k \geqq \beta_k \cdot M_{st} \qquad (100\text{-}68)$$

Prema navedenim propisima (tablica 100-7) vrijeme zaustavljanja neovisno je o brzini tereta. Ta vremena zaustavljanja ne smiju biti veća od 1, 1,2 i 1,5 s za granike koji imaju motore s relativnim trajanjem uključenja 15, 25 i 40%.



Sl. 100-27

Slika 100-27 prikazuje shemu prigonskog uređaja za dizanje.

Primjer [29]

Treba odrediti moment kočenja prigonskog uređaja za dizanje nekog mosnog granika nosivosti 5 t.

Potrebni tehnički podaci o dotičnom graniku:

Težina tereta s organima za zavješenje tereta $Q = 5300$ kp; brzina dizanja $v = 12$ m/min $= 0{,}2$ m/s; snaga motora za dizanje $N = 11$ kW uz $\varepsilon = 25\%$; broj okretaja motora $n_1 = 705$ min^{-1}; zamašni moment rotora motora $(GD^2)_r = 2{,}8$ kp m^2; zamašni moment spojke s kolom kočnice $(GD^2)_s = 1{,}5$ kp m^2; promjer bubnja $D_b = 400$ mm; broj okretaja bubnja $n_b = 19{,}1$ min^{-1}; prenos prigonskog uređaja za dizanje $p_m = 37$; prenos koloturnika $p_k = 2$; stepen korisnosti prigonskog uređaja $\eta = 0{,}85$.

Moment kočenja prema izrazu (100-63) iznosi:

$$M_k = M_{st} + M_{din}$$

Statički moment je prema izrazu (100-64):

$$M_{st} = \frac{Q \cdot r_b \cdot \eta}{p_m \cdot p_k} = \frac{5\,300 \cdot 0{,}2 \cdot 0{,}85}{37 \cdot 2} = 12{,}2 \text{ [kpm]}$$

Dinamički moment iznosi prema izrazu (100-65):

$$M_{din} \approx \frac{1{,}25\,(G_1 D_1^2) \cdot n_1}{375\, t_z'} + \frac{0{,}975 \cdot Q \cdot v^2 \cdot \eta}{n_1 \cdot t_z'}$$

gdje je $(G_1 D_1^2) = (GD^2)_r + (GD^2)_s = 2{,}8 + 1{,}5 = 4{,}3$ [kp m^2].
Vrijeme zaustavljanja t_z' odabire se prema navedenim propisima (uz $\varepsilon = 25\%$) sa 1,2 s.

$$M_{din} \approx \frac{1{,}25 \cdot 4{,}3 \cdot 705}{375 \cdot 1{,}2} + \frac{0{,}975 \cdot 5\,300 \cdot 0{,}2^2 \cdot 0{,}85}{705 \cdot 1{,}2}$$

$$M_{din} \approx 8{,}43 + 0{,}2 = 8{,}63 \text{ [kpm]}$$

Potrebni moment kočenja je dakle:

$$M_k = M_{st} + M_{din} = 12{,}2 + 8{,}63 \approx 21 \text{ [kpm]}$$

Prema spomenutim propisima moment kočenja trebao bi najmanje da iznosi:

$$M_k \geq \beta_k \cdot M_{st} = 2 \cdot 12{,}2 = 24{,}4 \text{ [kpm]}$$

Koeficijent kočenja $\beta_k = 2$ uzet je iz tablice 100-7 za srednji režim rada granika ($\varepsilon = 25\%$).

Od ove dvije dobivene vrijednosti za moment kočenja za proračun kočnice mjerodavna je veća, tj. 24,4 kpm.

Prema odabranom, odnosno određenom vremenu zaustavljanja, put zaustavljanja iznosi:

$$s' = \frac{v \cdot t_z'}{2} = \frac{0{,}2 \cdot 1{,}2}{2} = 0{,}12 \text{ [m]}$$

To odgovara zahtjevu da put zaustavljanja ne smije biti veći od $s/100 = 12/100 = 0{,}12$ (tablica 100-7).

Usporenje kojim se teret zaustavlja iznosi:

$$a = -\frac{v}{t_z'} = -\frac{0{,}2}{1{,}2} = -0{,}167 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

Kočenje pri okretanju

U okviru ovih razmatranja neće se uzeti u obzir utjecaj eventualnog električkog kočenja. Ujedno će se pretpostavljati da je teret kruto vezan za granik, tako da ne može izvoditi nikakvo njihanje pri zaustavljanju granika. Uzima se da se zaustavljanje pri okretanju granika izvodi jednoliko usporeno.

Pri zaustavljanju granika kod njegova okretanja razlikujemo okretne momente koji produžuju okretanje granika, od okretnih momenata koji nastoje skratiti daljnje okretanje granika.

Okretni momenti koji produžuju okretanje granika su:

1) dinamički moment, odnosno moment sila inercije, koji nastaje uslijed usporenja masa dijelova prigonskog uređaja za okretanje koji rotiraju, zatim uslijed usporenja mase tereta i masa onih dijelova postolja granika, koji se okreću (M_{din});
2) moment koji nastaje uslijed nagnutog položaja granika, ukoliko je rad granika u takvom položaju moguć (M_{nag});
3) moment uslijed djelovanja vjetra, ako se granik nalazi na otvorenom prostoru (M_{vj}).

Okretni momenti koji nastoje skratiti daljnje okretanje granika su:

4) moment koji nastaje uslijed otpora ustaljenog okretanja (M_o), i
5) moment kočenja koji proizvodi kočnica (M_k).

Potrebni moment kočenja:

$$M_k = M_{din} + M_{nag} + M_{vj} - M_o \qquad \text{(100-69)}$$

gdje se svi momenti odnose na osovinu motora, tj. na osovinu na kojoj djeluje kočnica.

Pojedini se momenti mogu izraziti na ovaj način.

$$M_{din} = \frac{(1{,}10 \div 1{,}20)(G_1 D_1^2) n_1}{375\, t_z} + \frac{Q \cdot a^2 \cdot \pi \cdot n_g \cdot \eta}{g \cdot 30\, t_z\, p} + \frac{J_g \cdot \pi \cdot n_g \cdot \eta}{30 \cdot t_z \cdot p} \qquad \text{(100-70)}$$

Oznake prvog člana izraza (100-70) znače isto što i oznake prvog člana izraza (100-65). U drugom i trećem članu Q označuje težinu tereta, a označuje doseg dohvatnika na kojem visi teret, n_g broj okretaja granika u minuti, η ukupni stepen korisnosti prigonskog uređaja za okretanje, a ukupni prenos toga uređaja $p = n_1/n_g$.

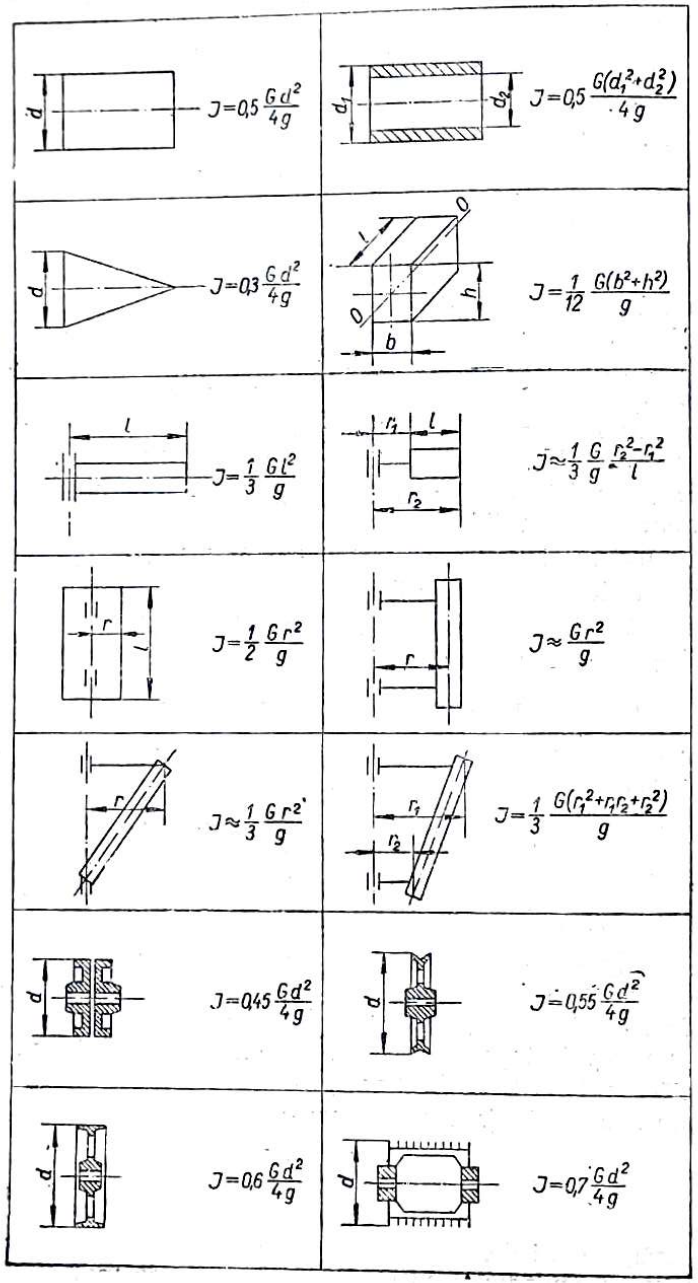
Vrijeme zaustavljanja u sekundama:

$$t_z = \frac{2 \cdot n_z \cdot 60}{n_g} \qquad \text{(100-71)}$$

gdje n_z označuje onaj dio okreta granika u kojem se granik zaustavi, tj. dio okreta koji granik učini od momenta isključenja motora do momenta

u kojem granik stane. Za granike s lakim pogonom u njihovoj eksploataciji odabire se $n_z < 1/24$ jednog okreta (15°), za granike s normalnim (srednjim) pogonom $n_z < 1/18$ jednog okreta (20°), a za granike s forsiranim pogonom $n_z < 1/12$ jednog okreta (30°).

Tablica 100-8



Ukupni moment tromosti dijelova postolja granika koji se okreću označen je sa J_0, a određuje se na osnovu izraza:

$$J_0 = J_1 + J_2 + J_3 + \ldots \qquad (100\text{-}72)$$

gdje su J_1, J_2, J_3 ... momenti tromosti pojedinih spomenutih dijelova granika i njegovog protuutega. Ako se ovamo uvrsti i moment tromosti zavješenog tereta granika, onda u izrazu (100-70) otpada drugi član na desnoj strani, koji se odnosi na taj teret. Za određivanje pojedinih momenata tromosti mogu poslužiti izrazi navedeni u tablici 100-8.

Momenti tromosti za spojke navedeni su u tablici 100-9.

Tablica 100-9 [30] Momenti tromosti za spojke

Vanjski promjer mm	provrt mm	dužina glavine mm	širina vijenca mm	težina kp	moment tromosti J kp m s²
150	30	120	60	10	0,003
200	40	160	80	20	0,01
250	50	200	100	40	0,03
300	60	240	120	70	0,08
400	70	280	140	140	0,28
500	80	320	160	250	0,78

Okretni moment koji nastaje uslijed nagnutog položaja granika može se izraziti ovako:

$$M'_{nag} = (Q \cdot a + G_1 \cdot e_1 - G_2 \cdot e_2) \sin \alpha \quad [\text{kpm}] \qquad (100\text{-}73)$$

Taj moment reduciran na osovinu motora, tj. na osovinu na kojoj djeluje kočnica, iznosi:

$$M_{nag} = \frac{(Q \cdot a + G_1 \cdot e_1 - G_2 \cdot e_2) \sin \alpha \cdot \eta}{p} \quad [\text{kpm}] \qquad (100\text{-}74)$$

η je ukupni stepen korisnosti prigonskog uređaja za okretanje, p je ukupni prenos tog uređaja, G_1 je težina dohvatnika, G_2 je ukupna težina okretnog vitla bez dohvatnika, a veličine a, e_1 i e_2 su udaljenosti označene na slici 100-28. Kut nagiba α ograničen je uslovima rada stroja i mehanizama. On je vezan na određeni nagib podloge, kao što je to slučaj sa željezničkom prugom ili cestom.

Moment uslijed djelovanja vjetra u izrazu (100-69) se pribraja, jer se uzima u račun djelovanje vjetra u smjeru okretanja granika. Veličina tog momenta može se izračunati iz izraza:

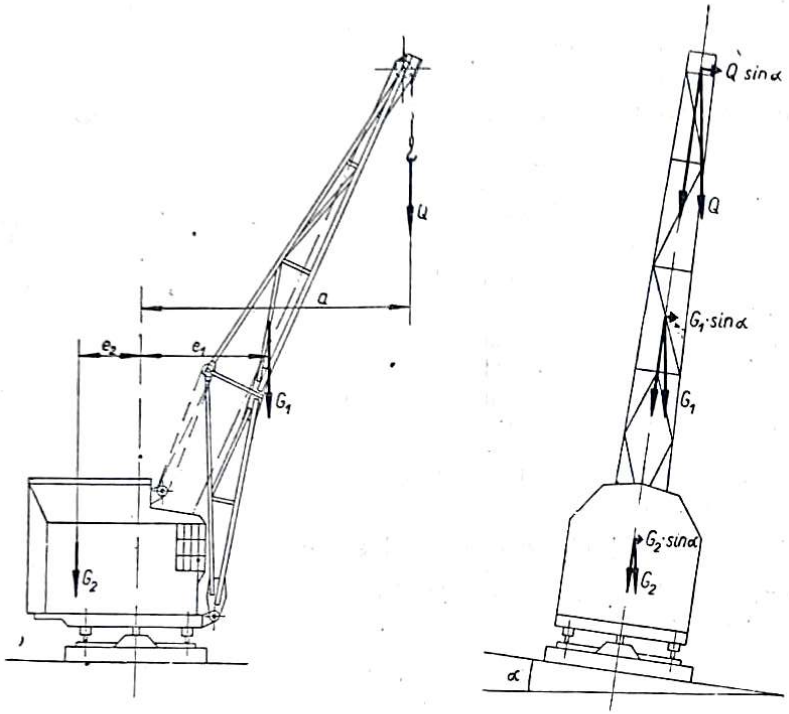
$$M'_{vj} = w_{vj}(S_1 \cdot r_1 - S_2 r_2 + S_q \cdot a) \quad [\text{kpm}] \qquad (100\text{-}75)$$

Taj moment reduciran na osovinu motora, tj. na osovinu na kojoj djeluje kočnica, iznosi:

$$M_{vj} = \frac{w_{vj}(S_1 \cdot r_1 - S_2 \cdot r_2 + S_q \cdot a)\eta}{p} \quad [\text{kpm}] \qquad (100\text{-}76)$$

U ovom je izrazu w_{vj} [kp/m²] pritisak vjetra koji se može odabirati 15—25 kp/m². To znači da bi rad granika trebalo obustavljati kad pritisak vjetra

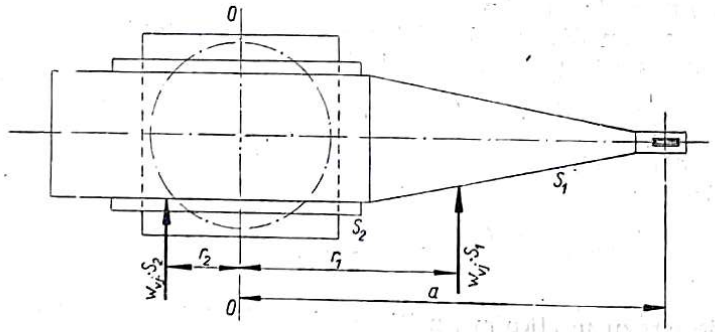
dostigne veće vrijednosti od navedenih. Sa S_1 i S_2 [m²] označene su pojedine plohe okretnog dijela granika koje su izložene vjetru, a S_q označuje veličinu plohe tereta. Sa r_1, r_2 i a [m] označene su udaljenosti težišta spomenutih ploha od ravnine 0—0 koja prolazi kroz okretište granika (vidi sliku 100-29). η i p istog su značenja kao u izrazu (100-74).



Sl. 100-28

Okretni moment koji nastaje uslijed otpora ustaljenog okretanja može se izraziti na ovaj način:

$$M_o' = M_1 + M_2 \qquad (100\text{-}77)$$



Sl. 100-29

gdje je M_1 moment otpora ustaljene vožnje pri okretanju, a M_2 moment otpora trenja u osloncima.

Moment otpora ustaljene vožnje pri okretanju:

$$M_1 = W_1 \cdot r_p = \frac{(G+Q)\,r_p}{r}\left(\mu\frac{d}{2} + e\right)1{,}3 \cdot 1\,000 \quad [\text{kpm}] \qquad (100\text{-}78)$$

W_1 je otpor ustaljenog okretanja koji djeluje na obodu točkova okretnice granika u kp,

r_p je radijus kružne tračnice okretnice granika u m,

G je ukupna težina okretnog vitla s dohvatnikom i protuutegom u t,

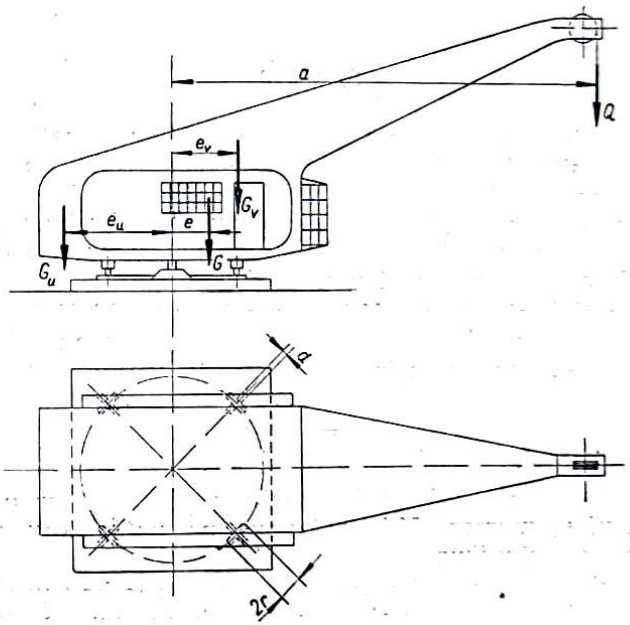
Q je teret u t,

r je radijus voznog točka u cm,

d je promjer osovine voznog točka u cm,

a ostale oznake istog su značenja kao i u izrazu (100-4). Faktorom 1,3 uzeto je u obzir povećanje otpora ustaljena okretanja uslijed trenja glavine točka o stranice. Prema iskustvu taj se dodatak kreće oko 30%.

Spomenute oznake odnose se na sliku 100-30.

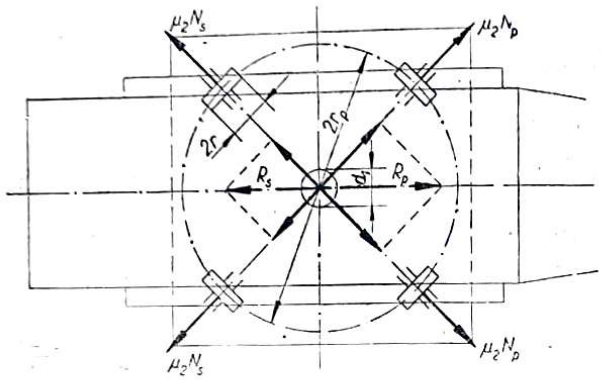


Sl. 100-30

Moment otpora trenja u osloncima, za konstrukciono rješenje skicirano na slici 100-30, može se odrediti izrazom:

$$M_2 = (R_p - R_s)\,\mu_1 \cdot \frac{d_1}{2} \qquad (100\text{-}79)$$

Do pojedinih veličina toga izraza dolazi se ovim razmatranjem. Kad se granik okreće točkovi su mu prisiljeni na kružno gibanje. Pri tome se pojavljuju sile trenja $\mu_2 \cdot N_p$ odnosno $\mu_2 \cdot N_s$ između prednjih točkova i kružne tračnice, odnosno stražnjih točkova i kružne tračnice. Te sile trenja djeluju radijalno prema van, kako je to prikazano na slici 100-31. Sa N_p i N_s označen je pritisak prednjeg, odnosno stražnjeg točka na kružnu tračnicu, a sa μ_2 koeficijent trenja između točka i tračnice. Taj se koeficijent odabire približno sa $\mu_2 = 0{,}15$. Budući da su ti pritisci različiti,



Sl. 100-31

različite su i sile trenja prednjih i stražnjih točkova. Razlika između obje rezultante tih sila $(R_p - R_s)$ pritišće na oslonac, odnosno ležaj stožera granika. Ta razlika sila pomnožena koeficijentom trenja μ_1 daje silu trenja, tj. otpor trenja u osloncu, a ta sila pomnožena krakom $d_1/2$ daje moment otpora trenja u osloncu, kako je to navedeno u izrazu (100-79). Promjer rukavca stožera označen je sa d_1.

Da bi se okretni moment M_o' [prema izrazu (100-77)] mogao uvrstiti u izraz (100-69) treba ga svesti na osovinu na kojoj djeluje kočnica, tj. na osovinu motora. Prema tome je:

$$M_0 = \frac{M_0'}{p \cdot \eta} \qquad (100\text{-}80)$$

Budući da postoje različita konstrukciona rješenja za okretanje granika, i okretni se moment M_o' izračunava na način koji odgovara tim konstrukcionim rješenjima.

Ako se okretanje granika vrši pomoću prigonskog uređaja koji pokreće vozne točkove na kružnoj tračnici, onda se mora paziti da ne dođe do klizanja točkova zbog prejaka kočenja. Do tog klizanja neće doći bude li moment kočenja M_k, izračunat prema izrazu (100-69), manji od okretnog momenta izračunatog na osnovu najveće sile odupiranja, tj. prema izrazu (100-59) treba da bude:

$$M_k \leq \frac{G_a(\psi - w_v') \cdot r_t \cdot \eta}{p}$$

Osim ovog načina okretanja granika, pomoću sila odupiranja voznih točkova, nailazi se u praksi i na način okretanja granika pomoću zahvatanja u ozubljen vijenac. Pri ovom načinu prigonskog mehanizma za okretanje može se vrijeme zaustavljanja t_z izračunati na osnovu nekog određenog kuta zaustavljanja φ_z. Ako je kutna brzina kojom se okreće dohvatnik granika ω_g, onda je kod jednoliko usporena zaustavljanja pri okretanju vrijeme zaustavljanja:

$$t_z = \frac{2 \cdot \varphi_z}{\omega_g} = \frac{60 \cdot \varphi_z}{\pi \cdot n_g} \qquad (100\text{-}81)$$

Kut zaustavljanja φ_z odabire se između 10° i 80°, već prema vrsti granika i uslovima njegova rada.

Za granike koji se okreću pomoću sila odupiranja voznih točkova, može se najkraće vrijeme zaustavljanja izračunati pomoću izraza (100-69) i (100-70), ako se M_k odredi pomoću izraza (100-59). Ne uzimajući u obzir okretni moment koji nastaje uslijed nagnutog položaja granika, ni okretni momenti zbog djelovanja vjetra ovo najkraće vrijeme zaustavljanja može se izraziti ovako:

$$t_z = \frac{(1{,}10 \div 1{,}20)(G_1 D_1^2) n_1}{375 (M_k + M_0)} + \frac{Q \cdot a^2 \cdot \pi \cdot n_g \cdot \eta}{g \cdot 30 \cdot p (M_k + M_0)} + \frac{J_g \cdot \pi \cdot n_g \cdot \eta}{30 \cdot p (M_k + M_0)} \qquad (100\text{-}82)$$

Na osnovu tako određenog vremena zaustavljanja može se izračunati kut zaustavljanja:

$$\varphi_z = \frac{\omega_g \cdot t_z}{2} = \frac{\pi \cdot n_g \cdot t_z}{60} \qquad (100\text{-}83)$$

Ako dohvatnik na kojem visi teret ne zauzima položaj punog dosega, onda vrijeme zaustavljanja i kut zaustavljanja imaju manje vrijednosti od onih koje se dobivaju izrazima (100-82) i (100-83).

U slučajevima u kojima se prigonski uređaj za okretanje želi osigurati od lomova, uslijed eventualnog udara dohvatnika granika o neki predmet, treba u prigonski uređaj ugraditi spojku protiv preopterećenja. Da bi se osigurao nesmetan rad kočnice tog prigonskog uređaja, maksimalni okretni moment spomenute spojke treba da bude:

$$M_s \geq 1{,}1\, M_k \qquad (100\text{-}84)$$

Primjer [33]

Treba odrediti potrebni moment kočenja i vrijeme zaustavljanja prigonskog uređaja za okretanje nekog granika za šaržiranje, nosivosti 5/20 t.

Tehnički podaci o tome graniku su ovi: snaga motora prigonskog uređaja za okretanje $N = 12{,}9$ kW; broj okretaja motora $n_1 = 960$ min^{-1}; zamašni moment rotora motora $(GD^2)_r = 1{,}13$ kp m^2; zamašni moment spojke s kolom kočnice $(GD^2)_s = 3{,}1$ kp m^2; broj okretaja granika $n_g = 3{,}5$ min^{-1}; ukupni moment tromosti svih dijelova granika koji se okreću zajedno sa šaržirnom posudom $J_g \approx 9200$ kp m s^2; okretni moment uslijed trenja u ležajevima okretnog mehanizma $M_o' = 650$ kpm; ukupni stepen korisnosti prigonskog uređaja za okretanje $\eta = 0{,}8$.

Kut zaustavljanja dohvatnika φ_z neka ne bude veći od 0,4 (izraženo u lučnoj mjeri).

Moment kočenja izračuna se na osnovu izraza (100-69), (100-70) i (100-80):

$$M_k = \frac{0{,}20\,[(G\,D^2)_r + (G\,D^2)_s]\,n_1}{375 \cdot t_z} + \frac{J_g \cdot \pi \cdot n_g \cdot \eta}{30 \cdot t_z \cdot p} - \frac{M_0'}{p \cdot \eta}$$

$$M_k = \frac{1{,}20\,(1{,}13 + 3{,}1)\,960}{375 \cdot 2{,}2} + \frac{9\,200 \cdot \pi \cdot 3{,}5 \cdot 0{,}8}{30 \cdot 2{,}2 \cdot 274} - \frac{650}{274 \cdot 0{,}8}$$

$$M_k = 5{,}92 + 4{,}47 - 2{,}96 = 7{,}43 \text{ [kpm]}$$

gdje je ukupni prenos prigonskog uređaja $p = n_1/n_g = 960/3{,}5 \approx 274$, a vrijeme zaustavljanja na osnovu izraza (100-81):

$$t_z = \frac{60 \cdot \varphi_z}{\pi \cdot n_g} = \frac{60 \cdot 0{,}4}{\pi \cdot 3{,}5} \approx 2{,}2 \text{ [s]}$$

116 PRENOSNICI

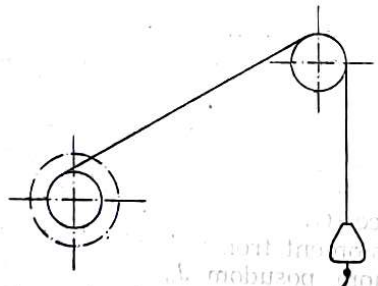
Od različitih vrsti prenosnika za granike se najviše primjenjuju dvije vrste i to: *koloturnici i prenosnici sa zupčanicima,* u čijem se sklopu prema potrebi nalazi i pužni pogon.

Pri dizanju tereta obično se ukupni prenos ostvaruje djelomično koloturnicima, a djelomično pomoću prenosnika sa zupčanicima. Od koloturnika se najčešće primjenjuju koloturnici s užetom, a rjeđe lančani koloturnici.

Za vožnju i okretanje granika dolaze u obzir prenosnici sa zupčanicima.

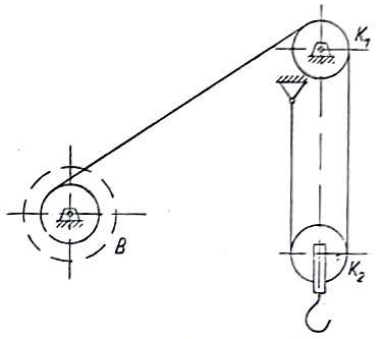
Koloturnici

Na granicima male nosivosti kuka je pričvršćena neposredno na nosivo uže. Ako se uže izravno namata na bubanj, onda teret pri dizanju, odnosno spuštanju, izvodi istovremeno i jedan horizontalan pomak. Vodi li se uže od bubnja preko jednog ili više užetnika, kao što je to slučaj na granicima s dohvatnikom, onda je u nekim slučajevima potrebno opteretiti kuku dodatnim utegom, da bi se prazna mogla slobodno spuštati usprkos otporima užetnika. Vidi sliku 100-32.



Sl. 100-32

Na granicima većih nosivosti mnogo je ekonomičnije objesiti teret na više nosivih užeta. U tu svrhu je potrebno uključiti neki koloturnik, koji se sastoji od *sklopa kuke i gornjeg sklopa užetnika.* Prenos p_k tih koloturnika iznosi obično 2, 3, 4, 5 i 6. Uključivanjem tih koloturnika u konstrukciju postaju promjeri užeta, odnosno lanaca manji. Posljedica toga je manji promjer bubnja i užetnika, odnosno lančanika. Okretni momenti uslijed tereta postaju time dakako manji. Zbog smanjenih dimenzija bubnja, užetnika i lančanika postaju granici lakši, a time i jeftiniji.



Sl. 100-33

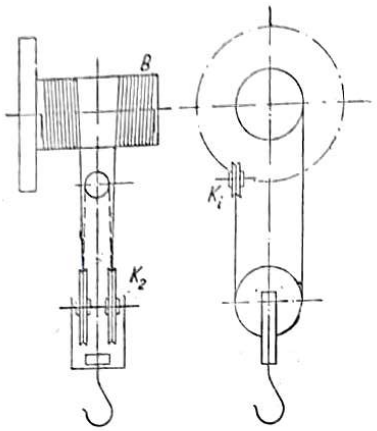
Koloturnik s prenosom $p_k = 2$, prikazan na slici 100-33, često se upotrebljava za granike s dohvatnikom. Sklop kuke s teretom Q nose dva presjeka užeta. Uže s bubnja B prelazi preko *vodećeg užetnika* K_1, koji je smješten na vrhu dohvatnika granika, pa zatim preko *slobodnog užetnika* sklopa kuke K_2, i dolazi do vrha konstrukcije dohvatnika, gdje je svojim krajem čvrsto zahvaćeno za tu konstrukciju.

Ako se za takav koloturnik umjesto čeličnog užeta upotrijebi lanac, onda umjesto gornjeg vodećeg užetnika dolazi *pogonski lančanik.* Neopterećeni kraj lanca silazi s lančanika slobodno dolje, dok je njegov kraj zahvaćen za konstrukciju vitla.

U slučajevima u kojima je teret zavješen ispod bubnja, a treba da se vertikalno diže, odnosno spušta, ne izvodeći pri tome nikakav horizontalni pomak, primjenjuju se *udvojeni koloturnici.* U principu oni su isti kao obični koloturnici, samo su izvedeni dvostruko. Takav udvojeni koloturnik s prenosom $p_k = 2$ prikazan je na slici 100-34.

Jedan se kraj užeta navija na bubanj po lijevom narezu, a drugi kraj po desnom narezu urezanom u plašt bubnja B. Za čitavo vrijeme navijanja užeta na bubanj ona se primiču simetrično prema sredini i time osiguravaju vertikalno dizanje tereta. S bubnja prelaze oba kraja užeta preko užetnika sklopa kuke K_2 i dolaze do užetnika za izravnavanje K_i, u kojeg je uložena sredina užeta. Užetnik za izravnavanje omogućava izjednačenje sila u pojedinim krajevima užeta i izjednačenje dužina tih krajeva užeta. Umjesto užetnika za izravnavanje mogu se staviti i jednačilice istih dužina krakova. Na kraju svakog kraka pričvršćen je jedan kraj užeta. Takve se jednačilice mogu primjenjivati onda kad se radi o malim izduženjima užeta.

Ovakvi udvojeni koloturnici sa četiri nosiva užeta odabiru se za nosivosti do približno 25 t.



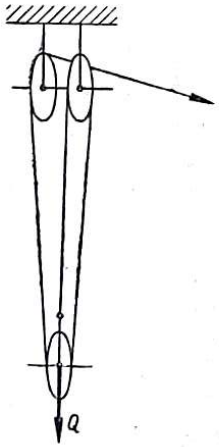
Sl. 100-34

Prenos koloturnika može se ustanovit pomoću izraza:

$$p_k = \frac{u_k}{u_b} \qquad (100\text{-}85)$$

gdje u_k označuje ukupan broj nosivih užeta na kojima visi teret, tj. broj užeta iznad sklopa kuke, a u_b broj krajeva užeta koje se namata na bubanj (jedan ili dva kraja). Za udvojeni koloturnik, prikazan na slici 100-34, prenos je prema tome: $p_k = 4/2 = 2$.

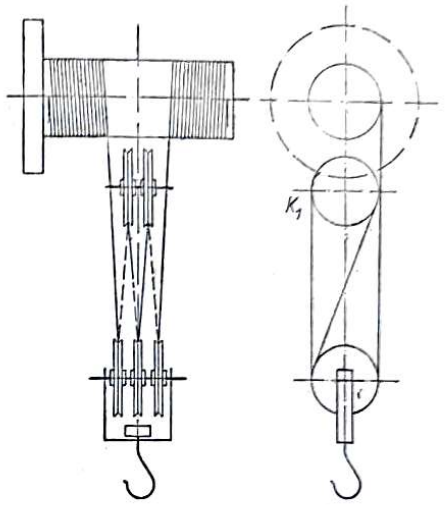
Dužina užeta koju treba namotati na svakoj polovini bubnja $l = p_k \cdot h = 2h$, ako je h visina dizanja. Brzina kojom se uže namata na bubanj $v_b = p_k \cdot v_1 = 2 \cdot v_1$, ako je v_1 brzina dizanja. Stepen korisnosti takvog udvojenog koloturnika $\eta_k \approx 0{,}94$.



Sl. 100-35

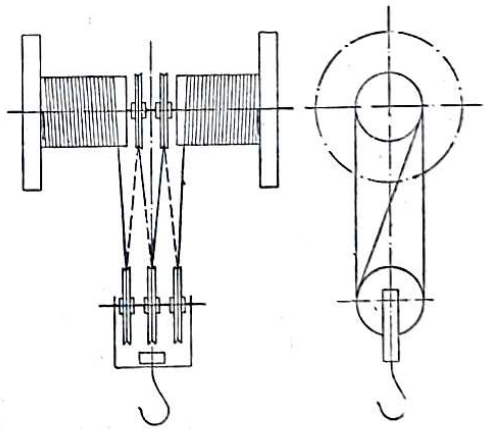
Koloturnici s prenosom $p_k = 3$ upotrebljavaju se rijetko, obično samo u ručnom pogonu.

Na granicima s dohvatnikom izvodi se koloturnik s prenosom $p_k = 3$, pri jednostrukom namatanju užeta na bubanj, prema slici 100-35.



Sl. 100-36

Izvedba udvojenih koloturnika s prenosom $p_k = 3$ prikazana je na slikama (100-36) i (100-37). Ove udvojene koloturnike sa 6 nosivih užeta nerado se upotrebljava, jer se zbog dijagonalnog prelaza užeta sklop kuke postavi koso. Konstrukciono rješenje prema slici 100-36 ima veliku visinu naprave, pa se time smanjuje visina dizanja tereta. Ako se užetnici



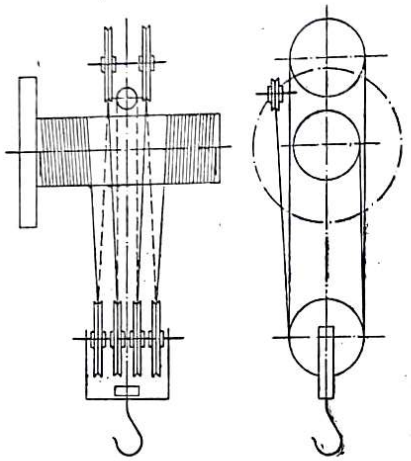
Sl. 100-37

K_1, smješteni ispod bubnja, stave na osovinu bubnja kako je to prikazano na slici 100-37, smanjuje se visina naprave i time otklanja spomenuti nedostatak. Nezgodna strana ove konstrukcije je ta da je bubanj razdijeljen, uslijed čega je konstrukcija skuplja, jer ima dva bubnja i dva zupčanika.

Prema ranije navedenim oznakama za udvojeni koloturnik sa 6 nosivih užeta vrijedi ovo:

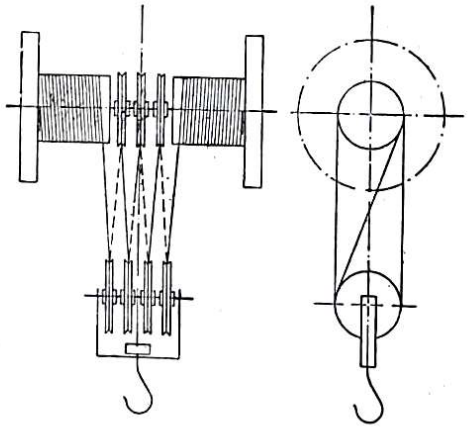
$$p_k = 3; \quad l = p_k \cdot h = 3h; \quad v_b = p_k \cdot v_1 = 3\,v_1; \quad \eta_k \approx 0{,}92$$

Na slikama 100-36 i 100-37 srednji je užetnik sklopa kuke užetnik za izravnavanje.



Sl. 100-38

Mnogo se češće upotrebljavaju udvojeni koloturnici s prenosom $p_k = 4$. Konstrukciona rješenja takvih koloturnika prikazana su na slikama 100-38 i 100-39.



Sl. 100-39

Nedostatak konstrukcije prikazane na slici 100-38 je velika konstrukciona visina. Slobodni užetnici sklopa kuke i vodeći užetnici iznad bubnja treba da imaju promjer za 50 mm veći od promjera bubnja, da se užeta koja se ne navijaju ne taru o bubanj. Promjer užetnikâ iznad bubnja može iznimno biti veći i za 100 mm.

Izvedba manje konstrukcione visine prikazana je na slici 100-39. Ovdje užetnici mogu imati isti promjer kao i bubanj. Užetnik za izravnavanje smješten je u sredini gornjih užetnika.

Udvojeni koloturnik sa 8 nosivih užeta upotrebljava se za nosivosti do približno 75 t. Stepen korisnosti iznosi mu $\eta_k \approx 0{,}90$, a dužina užeta koju treba namatati na svakoj polovini bubnja i brzina namatanja užeta na bubanj mogu se izračunati iz općenitih izraza:

$$l = p_k \cdot h \quad \text{i} \quad v_b = p_k \cdot v_1 \qquad (100\text{-}86)$$

gdje je p_k prenos, u ovom slučaju $p_k = 4$, h visina dizanja, a v_1 brzina dizanja.

Veći prenosi od $p_k = 4$ rijetko se primjenjuju na koloturnike. Njihova je primjena na području velikih tereta, i to: udvojeni koloturnici sa 10 nosivih užeta ($p_k = 5$) odabiru se za nosivosti do 100 t, a udvojeni koloturnici sa 12 užeta ($p_k = 6$) za nosivosti preko 100 t. Stepen korisnosti prvih je $\eta_k \approx 0{,}87$, a drugih $\eta_k \approx 0{,}85$. Po konstrukciji su ti koloturnici sa 12 nosivih užeta slični koloturnicima prikazanim na slikama 100-38 i 100-39, s razlikom da su dolje, tj. u sklopu kuke, i gore, dodana po dva užetnika.

U njemačkim konstrukcijama granika primjenjuju se udvojeni koloturnici sa 4 nosiva užeta do nosivosti 30 t, a koloturnici sa 8 nosivih užeta do nosivosti 100 t.

Prenosnici sa zupčanicima

Uređaj za dizanje na graniku obično se sastoji od koloturnika i prenosnika sa zupčanicima.

Prenos prenosnika sa zupčanicima može se odrediti izrazom:

$$p = \frac{n}{n_b} \qquad (100\text{-}87)$$

u kojem n označuje broj okretaja motora u minuti, a n_b broj okretaja bubnja, također u minuti.

Broj okretaja motora n određen je izborom motora, a nalazi ga se u tablicama za motore. Do broja okretaja bubnja dolazi se na osnovu brzine dizanja c [m/min]. Ako je prenos odabranog koloturnika p_k, onda je brzina namatanja užeta na bubanj, odnosno lanca na lančanik, jednaka $p_k \cdot c$. Uz promjer bubnja D u metrima, iznosi broj okretaja bubnja:

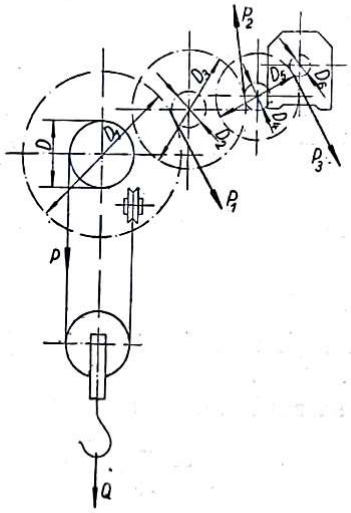
$$n_b = \frac{p_k \cdot c}{D \cdot \pi} \quad [\text{min}^{-1}] \qquad (100\text{-}88)$$

Ukupni prenos prenosnika sa zupčanicima, koji je bio određen izrazom (100-87), treba razdijeliti na pojedine parove zupčanika koji ulaze u sklop toga prenosnika. U toj raspodjeli, tj. pri izboru prenosa za pojedine parove zupčanika, treba nastojati da prenosi zupčanika većih brzina

budu manji od prenosa zupčanika manjih brzina. Razlog za takav način odabiranja pojedinih prenosa razabire se iz slijedećeg razmatranja.

Općenito se nastoji odabirati zupčanike sa što manjim brojem zubi, da bi zupčanici bili maleni, pa zbog toga lakši i jeftiniji. Ograničenje tome postavlja zahtjev da zahvat bude ispravan i što bolji, da hod bude što mirniji, i da istrošenje zupčanika bude što manje.

Mali zupčanik prvog para zupčanika, kojemu je brzina najveća, treba odabirati sa što većim brojem zubi, da bi se postigao dobar zahvat zubi i sve ostalo što je s tim u vezi. Kad bi se za taj par zupčanika odabrao i velik prenos, onda bi veći zupčanik tog para postao prevelik. Da bi taj zupčanik bio manji, odabire se što manji prenos za taj par zupčanika. Kod drugog para zupčanika, kojima je brzina manja, može se dobar zahvat postići i manjim brojem zubi na malom zupčaniku, pa tada i prenos tog para zupčanika može biti veći, da još uvijek veći zupčanik ne postane prevelik. Primjenjujući taj princip i dalje dolazi se do lijepe harmonije dimenzija svih zupčanika dotičnog prenosnika.



Sl. 100-40

Uzmimo da se radi o nekom mehanizmu za dizanje tereta prikazanom na slici 100-40. Prenosnik sa zupčanicima tog mehanizma sastoji se od tri para zupčanika. Promjeri tih zupčanika označeni su sa D_1 do D_6, a broj njihovih zubi označimo sa z_1 do z_6.

Prenosi pojedinih parova zupčanika iznose:

$$p_1 = \frac{z_1}{z_2}, \qquad p_2 = \frac{z_3}{z_4}, \qquad p_3 = \frac{z_5}{z_6},$$

a ukupni prenos

$$p = p_1 \cdot p_2 \cdot p_3 = \frac{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6} = \frac{n}{n_b} \qquad (100\text{-}89)$$

S obzirom na uobičajeni broj zubi zupčanika prenosi pojedinih parova zupčanika obično nisu cijeli brojevi, što dakako ne čini nikakvu smetnju.

U skladu s ranije iznesenim principom kojega bi se trebalo držati pri odabiranju prenosa pojedinih parova zupčanika trebalo bi, prema Balcaru [35], izbor tih prenosa i izbor broja zubi pojedinih zupčanika vršiti ovako:

Broj zubi malog zupčanika, koji se nalazi na osovini motora, obično iznosi $z_6 = 18, 20, (24)$. Treba nastojati da se odabire što veći broj zubi. Iznimno se za taj zupčanik može odabrati i 17 pa i 16 zubi, ako bi se time uštedio jedan par zupčanika u prenosniku. Par zupčanika, kojem pripada spomenuti zupčanik, označit ćemo za promatrani prenosnik kao treći par zupčanika. Prenos toga para obično iznosi $p_3 = (2{,}5), 3, 4$, a rijetko kada i veći. U zagrade je stavljeno ono što rjeđe dolazi u obzir.

Prenos drugog para zupčanika, tj. onog u sredini, može biti veći, i to: $p_2 = 4, 5, (6)$, a broj zubi malog zupčanika može iznositi $z_4 = (14), 15, 17, (18)$.

Najveći se prenos odabire za prvi par zupčanika, tj. za onaj neposredno smješten pokraj bubnja, i iznosi: $p_1 = (4), 5, 6$. Veći prenos od ovoga pojavljuje se veoma rijetko, uglavnom u slučajevima ručnog pogona. Broj zubi malog zupčanika ovdje se odabire sa $z_2 = 13, 14, 15$ ili (16).

U ručnom pogonu iznosi taj prenos $p_1 = 5, 6, 8$, a rijetko i 10. Broj zubi malog zupčanika, koji zahvaća u zupčanik na bubnju, odabire se obično između 12 i 15 zubi, rijetko ispod 12.

Za proračun zupčanika potrebno je odrediti veličinu obodnih sila na tim zupčanicima. Te sile moraju da budu prenesene zubima zupčanika. Do veličine tih sila dolazi se ovim postupkom:

Na osnovu potrebne snage za dizanje tereta odabere se motor za dizanje. Time je poznat i broj okretaja motora, i njegov normalni okretni moment M_n. Pomoću izraza 100-87 odredi se prenos p, koji otpada na prenosnik sa zupčanicima, i razdijeli ga se na pojedine parove zupčanika. Prema ranije navedenim podacima odabere se broj zubi malih zupčanika z_6, z_4 i z_2, i time je određen i broj zubi velikih zupčanika. Odabiranjem modula za zupčanik na bubnju određuje se i promjer toga zupčanika D_1, jer je $m \cdot z_1 = D_1$. Sila na obodu tog zupčanika može se izračunati pomoću izraza:

$$P_1 = \frac{P \cdot D}{D_1 \cdot \eta_2} \qquad (100\text{-}90)$$

gdje je P sila koja djeluje na obodu bubnja kojemu je promjer određen veličinom D, a η_2 stepen korisnosti toga para zupčanika s trenjem u ležajevima. Ako je težina tereta Q onda je:

$$P = \frac{Q}{2\,\eta_1} \qquad (100\text{-}91)$$

η_1 označuje stepen korisnosti koloturnika i bubnja s trenjem u ležajevima.

Daljnjim postupkom treba vidjeti odgovara li širina zupčanika, koja je dobivena proračunom zupčanika, odabranom modulu i promjeru zupčanika D_1. Ako spomenuta širina ne odgovara, onda treba izmijeniti odabrani modul zupčanika ili broj zubi obaju zupčanika, a može se izmijeniti i jedno i drugo. S tom izmjenom se onda postupak provede ponovno.

Istim se postupkom nastavlja proračun drugog i trećeg para zupčanika, tj. odabere se modul koji pomnožen brojem zubi daje promjer zupčanika, a kad su poznati promjeri zupčanika, mogu se izračunati tražene obodne sile. Za drugi par zupčanika ta bi sila iznosila:

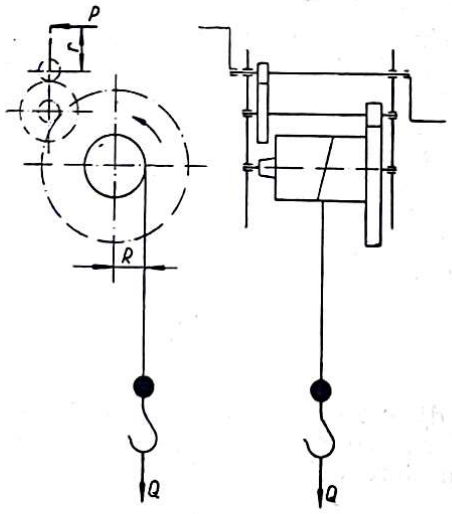
$$P_2 = \frac{P_1 \cdot D_2}{D_3 \cdot \eta_3} \qquad (100\text{-}92)$$

Kad se tako izračuna i obodna sila trećeg para zupčanika P_3, onda se, zbog kontrole, mora provjeriti je li:

$$P_3 \cdot \frac{D_6}{2} = M_n \qquad (100\text{-}93)$$

M_n je normalni okretni moment motora, a P_3 je obodna sila malog zupčanika, koji se nalazi na osovini motora.

U ručnom pogonu obično se ne određuje brzina dizanja tereta, pa se i prenos određuje pomoću drugih veličina. Budući da je poznata sila kojom se djeluje na ručicu, može se prenos odrediti omjerom okretnog momenta tereta i okretnog momenta sile, uzimajući u obzir stepen korisnosti čitave naprave.



Sl. 100-41

Ako teret visi neposredno na lančaniku ili na bubnju, kako je prikazano na slici 100-41, onda je prenos takve naprave:

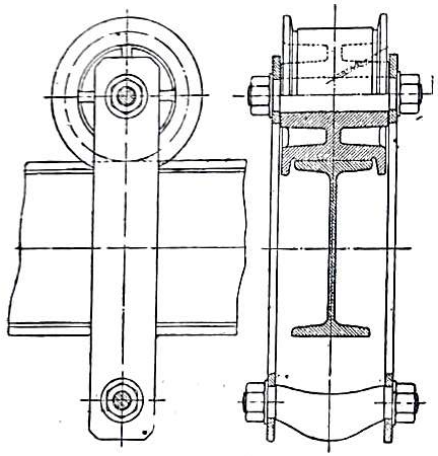
$$p = \frac{M_{tereta}}{M_{sile} \cdot \eta} = \frac{Q \cdot R}{P \cdot r \cdot \eta} \qquad (100\text{-}94)$$

gdje je Q težina tereta, R polumjer bubnja, odnosno lančanika, P sila na ručici, r krak ručice, a η stepen korisnosti čitavog uređaja za dizanje.

120 VITAO GRANIKA

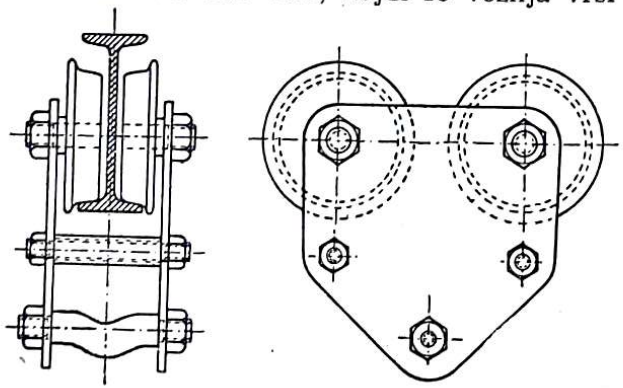
121 VITLA MOSNOG GRANIKA

Vitao mosnog granika, koji se pokreće po jednom nosaču mosta granika, konstrukciono se izvodi na mnogo različitih načina. Jednostavan oblik takvog vitla sastoji se od sklopa s točkovima i lančanog koloturnika



Sl. 100-42 [50].

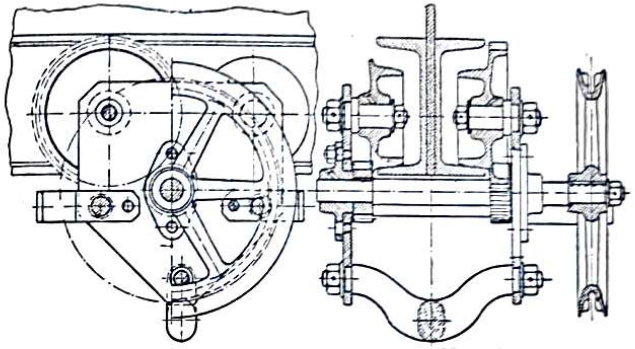
obješenog za taj sklop. Na slikama 100-42 i 100-43 prikazani su takvi sklopovi s točkovima. Ova vrst vitla, kojih se vožnja vrši povlačenjem



Sl. 100-43 [55].

za teret, primjenjuje se za nosivosti do približno 0,5 t, ako im se točkovi okreću na kliznim ležajevima, a za nosivosti do približno 3 t, ako im točkovi imaju valjne ležajeve.

Konstrukcija sklopa s točkovima nekog vitla, kojega se vožnja vrši ručno pomoću lanca i lančanika, prikazana je na slici 100-44. Točkovi toga vitla kreću se po donjoj prirubnici nosača koji je sastavljen od dva



Sl. 100-44 [56].

U-profila. Ti su U-profili na određenim razmacima međusobno vezani pomoću lima, koji je svojim gornjim krajem pričvršćen na neku čvrstu konstrukciju. Takva je konstrukcija zgodna ako se žele izvesti dugački nosači relativno malih presjeka, da bi se uštedjelo na težini nosača.

Često su takva vitla izvedena tako da umjesto obješenog lančanog koloturnika imaju ugrađenu napravu za dizanje tereta. Ta naprava i sklop s točkovima čine tada vitla jedne konstrukcione cjeline.

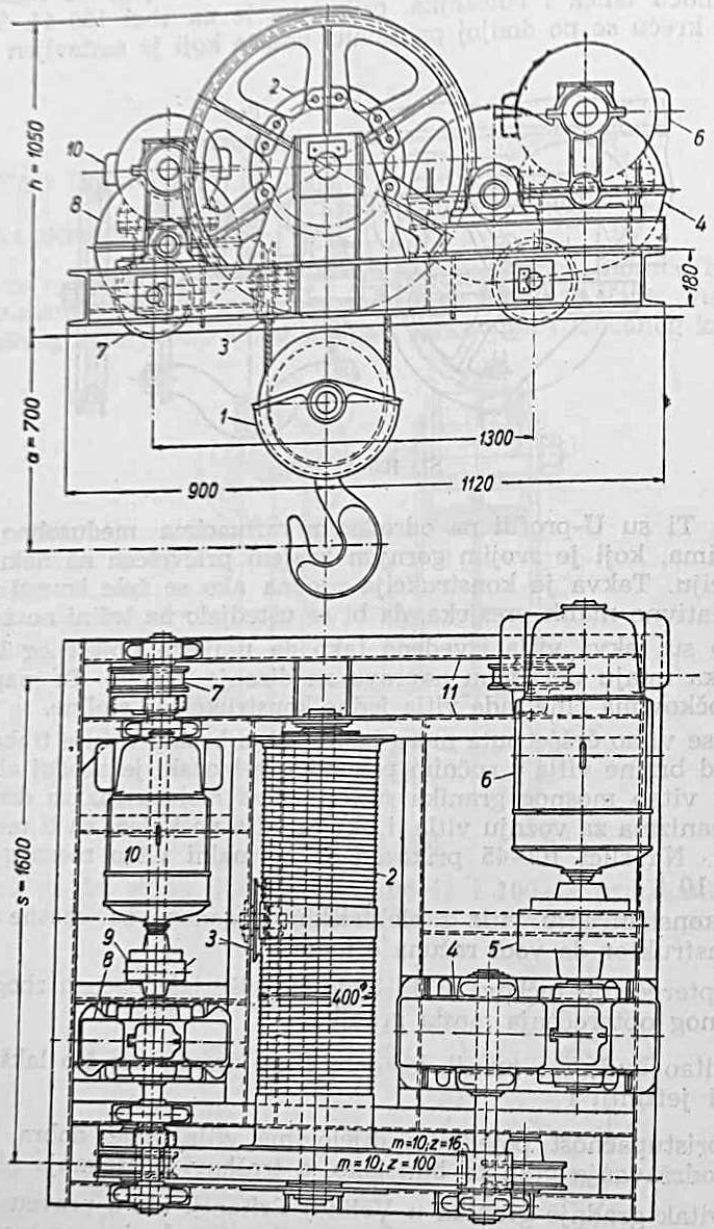
Kad se vitao češće puta mora pokretati, a brzina vožnje treba da mu je veća od brzine vitla s ručnim pogonom, prigonski je uređaj električki. Normalni vitao mosnog granika sastoji se od mehanizma za dizanje tereta, mehanizma za vožnju vitla, i okvira vitla na kojem su ti mehanizmi smješteni. Na slici 100-45 prikazan je normalni vitao mosnog granika nosivosti 10 t.

Pri konstruiranju vitla s električkim pogonom za mosne granike treba konstruktor da vodi računa o tome

- da opterećenje točkova vitla bude što više izjednačeno zbog povoljnog opterećenja mosta granika,
- da vitao bude što manji, kako bi čitav granik bio što lakši, a time i jeftiniji i
- da pristupačnost pojedinim dijelovima vitla bude dobra, kako bi održavanje granika bilo lako, a troškovi održavanja niski.

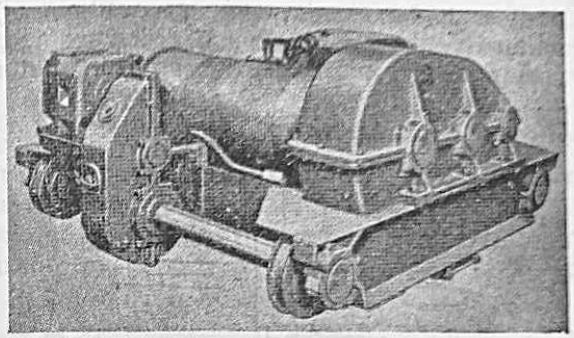
Razvitak gradnje granika u Velikoj Britaniji ide u pravcu veće primjene pužnih pogona u prigonima granika. Uvođenjem pužnog pogona u prvi stepen redukcije postaju prigoni granika jednostavniji i kompaktniji. U njemačkoj gradnji granika, naprotiv, pužni je pogon gotovo sasvim istisnut prenosnicima pomoću čelnih zupčanika.

Prenosnici sa zupčanicima gotovo se bez iznimke grade kao reduktori u zatvorenom okrilju. Sve se više teži američkoj konstrukciji u kojoj su svi prenosni organi prenosnika sa zupčanicima ugrađeni u jednom



Sl. 100-45 Vitao mosnog granika nosivosti 10 t (A. Riediger, Mannheim) [57]. *1* - sklop kuke, *2* - bubanj, *3* - užetnik za izravnavanje, *4* - reduktor, *5* - spojka, *6* - motor za dizanje, *7* - vozni točkovi vitla, *8* - reduktor, *9* - spojka, *10* - motor za vožnju, *11* - postolje vitla.

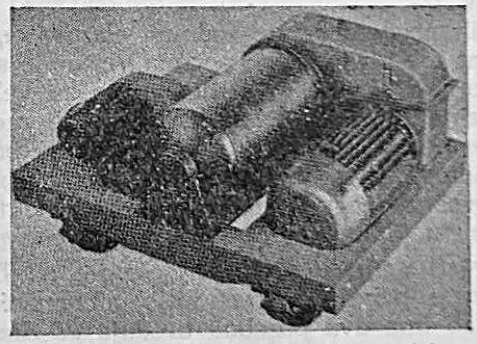
reduktoru. Jedna takva američka konstrukcija normalnog vitla mosnog granika srednje nosivosti prikazana je na slici 100-46. U njemačkim konstrukcijama parovi zupčanika uz bubanj i parovi zupčanika uz vozne točkove obično ostaju izvan reduktora.



Sl. 100-46 Vitao mosnog granika srednje nosivosti (Shaw-Box Crane & Hoist Corp., Muskegon Mich.) [58].

Lijepa konstrukcija vitla na kojem su svi pripadajući zupčanici ugrađeni u jednom reduktoru prikazana je na slici 100-47.

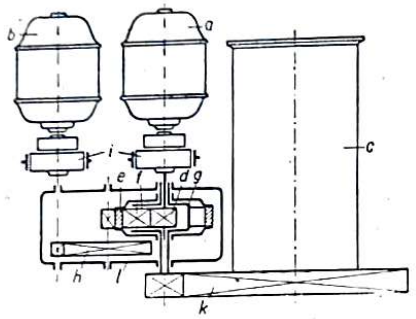
Okvir vitla evropske konstrukcije razlikuje se od okvira vitla američke konstrukcije, koji je često izveden u obliku slova H.



Sl. 100-47 Vitao mosnog granika (Dr. Wiesner & Co) [38].

Vitla za normalnu i veliku brzinu dizanja. Kad se dižu, odnosno spuštaju mali tereti ili prazna kuka na granicima srednje i veće nosivosti, postoji želja da se takvi tereti dižu mnogo većom brzinom od brzine koja odgovara punom opterećenju granika. Ukoliko je motor za dizanje serijski motor istosmjerne struje, ta je želja u izvjesnim granicama i ostvarena, jer brzina je takvog motora pri malom opterećenju velika, a pri velikom opterećenju mala. Ako se za dizanje upotrijebe motori izmjenične struje, onda se spomenuta promjena brzine postiže me-

haničkim sredstvima. Jedno od tih sredstava je mehanički mjenjač brzine kojemu se promjena brzine vrši samo za vrijeme mirovanja granika. To je razlog zbog čega se primjenjuje samo u slučajevima u kojima se zahtjev za promjenom brzine rijetko pojavljuje. Za česte promjene brzina, pri čemu postoji zahtjev da se brzina može u svakom momentu promijeniti i prilagoditi opterećenju granika, dolaze u obzir prigonski uređaji sa dva motora i planetarnim pogonom. Shema jednog takvog uređaja za normalnu i veliku brzinu dizanja prikazana je na slici 100-48. U tom uređaju sa dva prigonska motora svaki je motor vezan preko



Sl. 100-48 Shema uređaja za normalnu i veliku brzinu dizanja tereta (MAN, Nürnberg) [36].

a - motor za dizanje malih tereta velikom brzinom, *b* - motor za dizanje velikih tereta malom brzinom, *c* - bubanj, *d* - centralni zupčanik, *e* - ozubljeni vijenac, *f* - leteći zupčanik, *g* - nosač letećeg zupčanika, *i* - kočnice.

zupčanika različitih prenosa sa po jednim elementom planetarnog pogona. Treći element tog planetarnog pogona vezan je s bubnjem. Jednim od tih dvaju motora ostvaruju se male brzine za velika opterećenja, a drugim velike brzine za mala opterećenja. Istovremenim radom obaju motora pojedine se brzine zbrajaju ili odbijaju, već prema smjeru okretanja pojedinog motora, pa se time dobiva velik raspon brzina dizanja. Taj je raspon povećan mogućnošću normalnog električkog reguliranja motora. Prema Ernstu [36] ta se dva motora obično odabiru iste snage.

Za veće nosivosti umjesto ovakvih rješenja, da bi se postigle veće brzine za male terete, primjenjuju se vitla s pomoćnim uređajem za dizanje. Takav vitao ima dva posebna uređaja za dizanje, jedan *glavni uređaj za dizanje* velike nosivosti, i drugi *pomoćni uređaj za dizanje* male nosivosti. U tablici 100-10 označeno je koje se nosivosti glavnog i pomoćnog uređaja za dizanje povezuju u jednom vitlu prema njemačkom standardu DIN 15021.

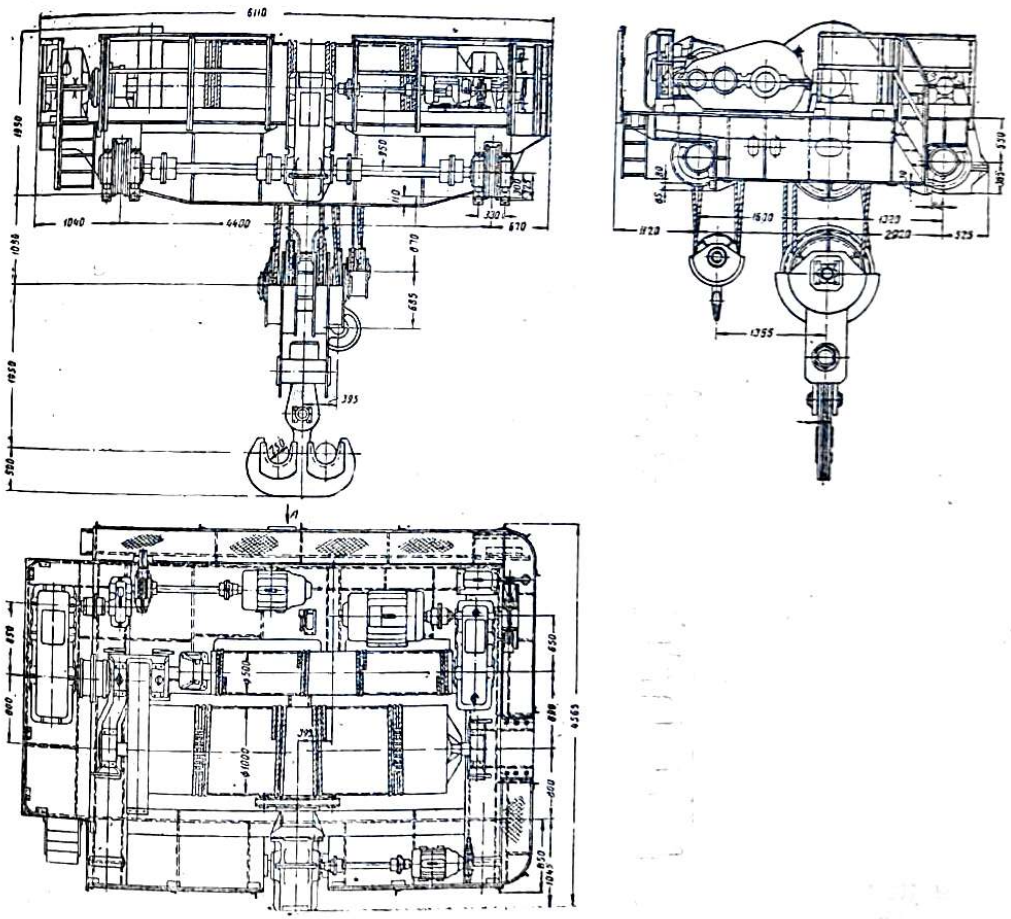
Tablica 100-10 [37] - Nosivosti glavnih i pomoćnih uređaja za dizanje na vitlima mosnih granika prema DIN 15021

Glavni uređaj za dizanje [t]	12,5	(16)	20	32	50	80	100	125	160	200
Pomoćni uređaj za dizanje [t]	3,2	(3,2)	5	8 (5)	12,5 (10)	20 (16)	32 (20)	32 (20)		

Nezgodna je strana tog rješenja u većoj težini vitla, ali pri dizanju manjih tereta takva vitla rade ekonomičnije. Jedna ruska konstrukcija takvog vitla s pomoćnim uređajem za dizanje prikazana je na slici 100-49.

Vitla normalne i male brzine dizanja. Za izvođenje osjetljivih montaža, npr. ulaganje rotora turbine u okrilje, pa za radove u ljevaonicama, npr. vađenje modela iz pijeska, ulaganje jezgri u kalupe, sastavljanje kalupnika i tome slično, potrebne su veoma male brzine dizanja, odnosno spuštanja.

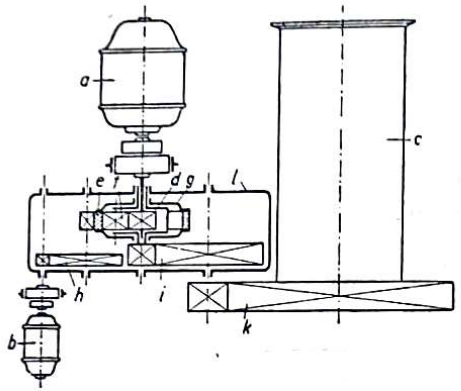
To smanjenje brzine dizanja može se električkim uređajem istosmjerne struje svesti do brzine koja iznosi približno 10% pune brzine dizanja. Električkim uređajima izmjenične struje ta se redukcija može ostvariti do brzine koja iznosi približno 10—20% pune brzine dizanja, odnosno spuštanja [39]. Po volji male brzine dizanja mogu se postići mehaničkim uređajima. Jedan od tih uređaja je uređaj za malu brzinu



Sl. 100-49 Vitao s pomoćnim uređajem za dizanje, nosivosti 75/20 t [59].

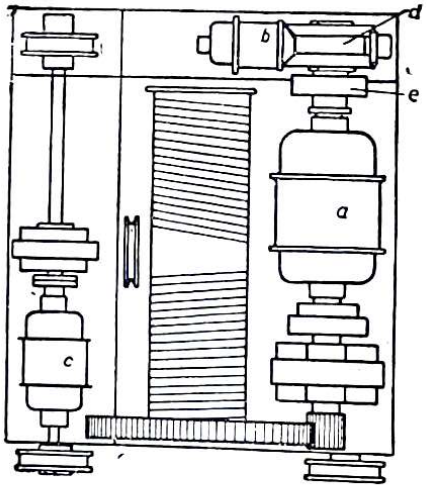
dizanja s planetarnim pogonom, prikazan na slici 100-50, a drugi je uređaj za malu brzinu dizanja sa spojkom, prikazan na slici 100-51.

Uređaj prikazan na slici 100-50 radi u osnovi na istom principu kao već spomenuti uređaj za normalnu i veliku brzinu dizanja, prikazan na slici 100-48. Njegov motor za dizanje malom brzinom, koji je vezan



Sl. 100-50 Shema uređaja za malu brzinu dizanja s planetarnim pogonom (MAN, Nürnberg) [39].
a - glavni motor za dizanje, *b* - motor za dizanje malom brzinom, *c* - bubanj, *d* - centralni zupčanik, *e* - ozubljeni vijenac, *f* - leteći zupčanik, *g* - nosač letećeg zupčanika.

preko prvog elementa planetarnog pogona velikim prenosom na bubanj, pokreće taj bubanj sasvim polagano, ako glavni motor za dizanje stoji. Glavni je motor vezan preko drugog elementa planetarnog pogona malim prenosom na bubanj, pa pri mirovanju motora za dizanje malom



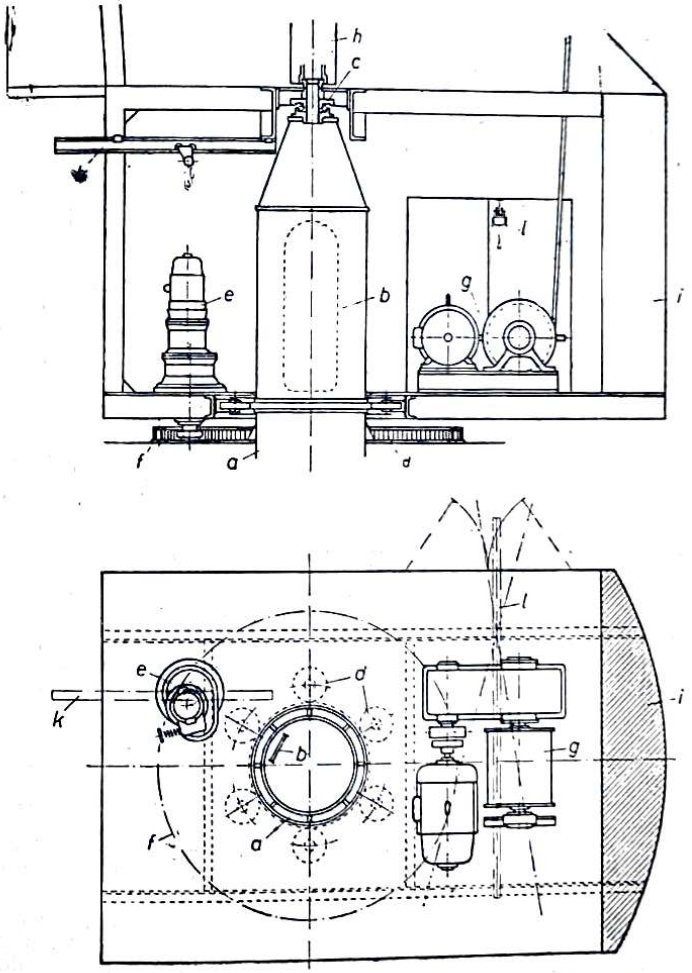
Sl. 100-51 Shema uređaja za malu brzinu dizanja sa spojkom (Demag. Duisburg) [36].
a - glavni motor za dizanje, *b* - motor za dizanje malom brzinom, *c* - motor za vožnju vitla, *d* - pužni pogon, *e* - spojka.

brzinom daje bubnju njegovu punu brzinu. Treći element planetarnog pogona i ovdje je vezan s bubnjem.

Uređajem za malu brzinu dizanja sa spojkom ostvaruje se mala brzina dizanja na taj način da motor za dizanje malom brzinom preko nekog prenosnika pokreće polagano osovinu glavnog motora. Taj je prenosnik preko spojke vezan na stražnji kraj osovine glavnog motora, kako je prikazano na slici 100-51. Pri tom okretanju osovine glavnog motora taj motor nije pod naponom. Budući da se to polagano okretanje osovine dalje reducira prenosnikom između motora i bubnja, dobiva bubanj zahtijevanu malu brzinu.

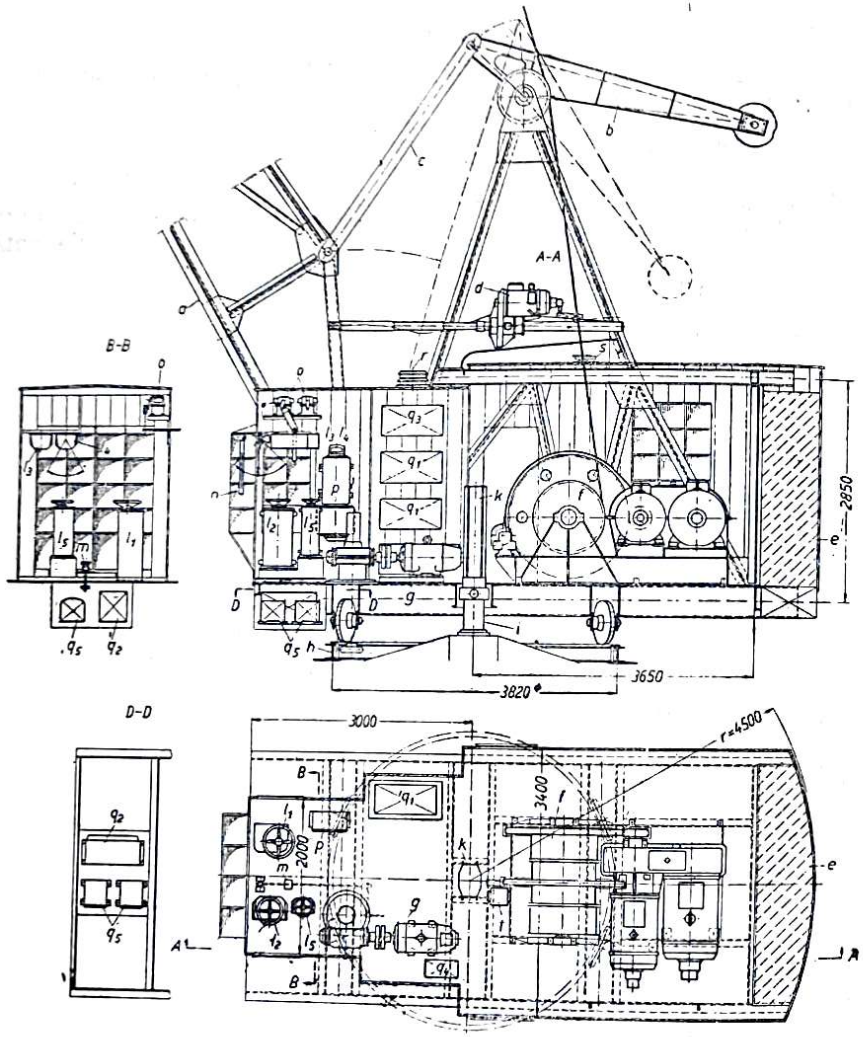
122 VITAO S DOHVATNIKOM

Osnovni dijelovi vitla s dohvatnikom, i njihov raspored unutar vitla, prikazani su na slici 100-52. Ta slika prikazuje vitao s dohvatni-



Sl. 100-52 Vitao s dohvatnikom oslonjen na centralni stožer (MAN, Nürnberg) [40].

kom oslonjen na centralni stožer (*a*), koji s portalom granika čini čvrstu konstrukcionu cjelinu. Ulaz u vitao (*b*) predviđen je kroz centralni stožer. Vitao je oslonjen na centralni stožer preko centralnog ležaja (*c*) koji prenosi vertikalne i horizontalne sile, i preko točkova (*d*) koji prenose samo horizontalne sile. Okretanje vitla vrši se uređajem za okre-



Sl. 100-53 Vitao s dohvatnikom oslonjen na kružnu tračnicu okretnice (Demag. Duisburg) [41].

a - dohvatnik, *d* - uređaj za pomicanje dohvatnika, *e* - protuuteg, *f* - uređaj za dizanje zahvatača, *g* - uređaj za okretanje, *h* - kružna tračnica s ozubljenim vijencem, *i* - centralni stožer, *k* - nosač kliznih prstena, l_1 do l_5 - kontroleri, i to l_1 za dizanje zahvatača, l_2 za zatvaranje zahvatača, l_3 za okretanje, l_4 za pomicanje dohvatnika (l_3 i l_4 imaju zajedničku ručicu), l_5 za vožnju granika, tj. portala, *m* - pedal kočnice prigonskog uređaja za okretanje, *n* - pokazivač dosega dohvatnika, *o* - granični prekidač za kretanje dohvatnika, *p* - električka rasklopna ploča, q_1 do q_5 otpori električkih uređaja, *s* - prolazni otvor za uže.

tanje (*e*) koji svojim zupčanikom zahvaća u ozubljen vijenac okretnice granika (*f*), pričvršćen na portalu. Sa (*g*) je označen uređaj za dizanje. Da bi se spomenuta dva uređaja mogla izgraditi, smješteni su iznad njih granici (*l* i *k*). Struja za električne uređaje privodi se preko kliznih prstenova smještenih na nosaču kliznih prstenova (*h*). Na suprotnoj strani dohvatnika nalazi se protuuteg (*i*).

Vitla koja imaju pomični dohvatnik imaju i uređaj za pomicanje dohvatnika kojim se vrši promjena dosega granika. Vitla koja se kreću po mostu granika, portalu ili poluportalu, snabdjevena su i uređajem za vožnju. O namjeni granika ovisi kojim će od tih uređaja biti snabdjeven vitao.

Osim spomenute konstrukcije vitla s dohvatnikom, oslonjenog na centralni stožer, ima još mnogo različitih konstrukcija vitla s dohvatnikom, oslonjenih na kružnu tračnicu okretnice granika. Jedna od takvih konstrukcija prikazana je na slici 100-53.

Već smo se pri određivanju snage motora za dizanje i motora za vožnju upoznali s određivanjem otpora, tj. sila, odnosno momenata koje treba savladavati pri dizanju, odnosno pri vožnji. Na ovom ćemo se mjestu upoznati s načinom određivanja sila, odnosno momenata koje treba savladavati pri okretanju granika i pri pomicanju dohvatnika.

Okretanje granika

Budući da je otpor kod ubrzavanja granika pri okretanju relativno velik prema otporu ustaljena okretanja, pri određivanju snage motora za okretanje postupa se na sličan način kao kad se određuje snaga motora za vožnju. U velikom broju slučajeva pri određivanju snage motora za okretanje mjerodavni su otpori pri ubrzavanju, koje motor mora da savladava svojim zahvatnim momentom.

Kad se određuje potrebni okretni moment za savladavanje otpora pri okretanju granika za vrijeme njegova ubrzavanja, pretpostavljat ćemo da se to ubrzavanje vrši jednoliko ubrzano. Ujedno ćemo pretpostavljati da je teret kruto vezan za granik, tako da ne može izvoditi nikakvo njihanje pri pokretanju.

Moment *otpora okretanja* granika sastoji se od:

1) momenta otpora ustaljena okretanja (M_o);
2) momenta otpora vjetra, ako se granik nalazi na otvorenu prostoru (M_{vj});
3) momenta otpora koji nastaje uslijed nagnutog položaja granika, ukoliko je rad granika u takvom položaju moguć (M_{nag});
4) momenta otpora ubrzanja (M_{din}).

Prema navedenome moment je otpora okretanja granika:

$$M = M_o + M_{vj} + M_{nag} + M_{din} \qquad (100\text{-}95)$$

U tom se izrazu svi navedeni momenti odnose na osovinu motora.

Pojedini se momenti mogu izraziti na ovaj način:

Moment otpora ustaljena okretanja sastoji se od momenta otpora ustaljene vožnje pri okretanju (M_1) i od momenta otpora trenja u osloncima (M_2). Oba ova otpora dolaze u obzir za ona vitla koja su oslonjena

na kružnu tračnicu okretnice granika. Za vitla koja su oslonjena na centralni stožer dolazi u obzir samo moment otpora trenja u osloncima M_2.

Prema rečenome može se napisati:

$$M_0' = M_1 + M_2 \qquad (100\text{-}96)$$

Moment otpora ustaljene vožnje pri okretanju određen je izrazom (100-78):

$$M = W_1 \cdot r_p = \frac{(G+Q)r_p}{r}\left(\mu\frac{d}{2} + e\right)1{,}3 \cdot 1000 \text{ [kpm]}$$

Moment otpora trenja u osloncima, za konstrukciono rješenje koje je prikazano skicom na slici 100-30, može se odrediti izrazom (100-79):

$$M_2 = (R_p - R_s)\mu_1 \cdot \frac{d_1}{2}$$

Da bi se okretni moment M_o' [prema izrazu (100-96)] mogao uvrstiti u izraz (100-95) treba ga svesti na osovinu motora. Prema tome je:

$$M_0 = \frac{M_0'}{p \cdot \eta} \qquad (100\text{-}97)$$

gdje je $p = n_1/n_g$ ukupni prenos prigonskog uređaja za okretanje, a η ukupni stepen korisnosti toga uređaja. Broj okretaja motora označen je sa n_1, a sa n_g broj okretaja granika.

Budući da postoje različita konstrukciona rješenja za okretanje granika, i okretni se moment M_o' izračunava na način koji odgovara tim konstrukcionim rješenjima.

Moment otpora vjetra u izrazu (100-95) se pribraja, jer se uzima u račun da vjetar djeluje protiv okretanja granika. Veličina tog momenta može se izračunati iz izraza (100-75):

$$M_{vj}' = w_{vj}(S_1 \cdot r_1 - S_2 \cdot r_2 + S_q \cdot a) \text{ [kpm]}$$

Taj moment reduciran na osovinu motora iznosi:

$$M_{vj} = \frac{w_{vj}(S_1 \cdot r_1 - S_2 \cdot r_2 + S_q \cdot a)}{p \cdot \eta} \text{ [kpm]} \qquad (100\text{-}98)$$

gdje η i p znače isto što u izrazu (100-97).

Moment otpora koji nastaje uslijed nagnutog položaja granika može se izraziti izrazom (100-73):

$$M'_{nag} = (Q \cdot a + G_1 \cdot e_1 - G_2 \cdot e_2)\sin\alpha \text{ [kpm]}$$

Taj moment reduciran na osovinu motora iznosi:

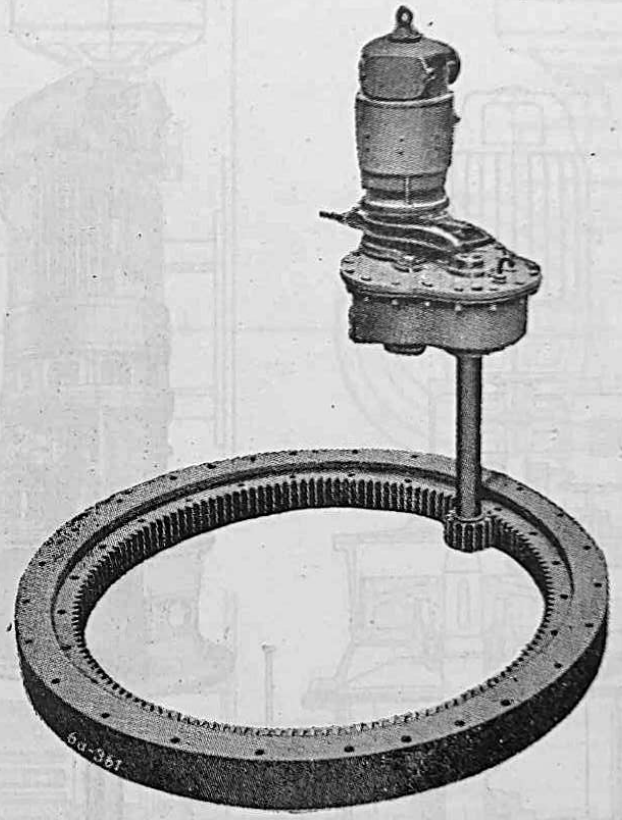
$$M_{nag} = \frac{(Q \cdot a + G_1 \cdot e_1 - G_2 \cdot e_2)\sin\alpha}{p \cdot \eta} \text{ [kpm]} \qquad (100\text{-}99)$$

gdje η i p znače isto što u izrazu (100-97).

Moment otpora ubrzanja, tj. dinamički moment ili moment sila inercije, nastaje uslijed ubrzanja masa dijelova prigonskog uređaja za okretanje koji rotiraju, zatim uslijed ubrzanja mase tereta i masa onih dijelova postolja granika koji se okreću. Moment otpora ubrzanja može se dati izrazom:

$$M_{din} = \frac{(1{,}10 \div 1{,}20)(G_1 D_1^2)n_1}{375 t_p} + \frac{Q \cdot a^2 \cdot \pi \cdot n_g}{g \cdot 30 \cdot t_p \cdot p \cdot \eta} + \frac{J_g \cdot \pi \cdot n_g}{30 \cdot t_p \cdot p \cdot \eta} \qquad (100\text{-}100)$$

Oznake na desnoj strani ovog izraza znače isto što i oznake u izrazu (100-70), a i način kojim se došlo do tog izraza podudara se s načinom na koji se došlo do izraza (100-70). Sa t_p je označeno vrijeme pokretanja u sekundama, tj. vrijeme u kojem se granik ubrzava pri okretanju.



Sl. 100-54 Prigonski uređaj za okretanje (Demag, Duisburg) [42].

Potrebna snaga za savladavanje otpora okretanja granika za vrijeme ubrzavanja iznosi:

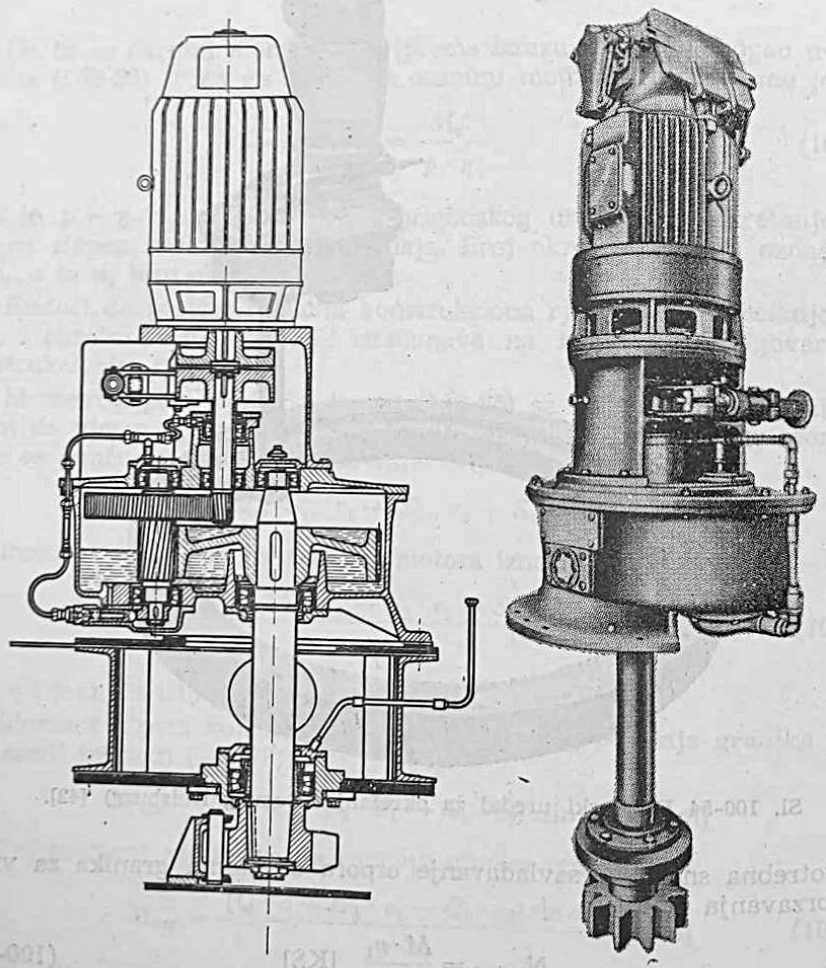
$$N_{(o+u)} = \frac{M \cdot n_1}{716{,}2} \text{ [KS]} \qquad (100\text{-}101)$$

a potrebna snaga za ustaljeno okretanje uz djelovanje vjetra i pri nagnutom položaju granika je:

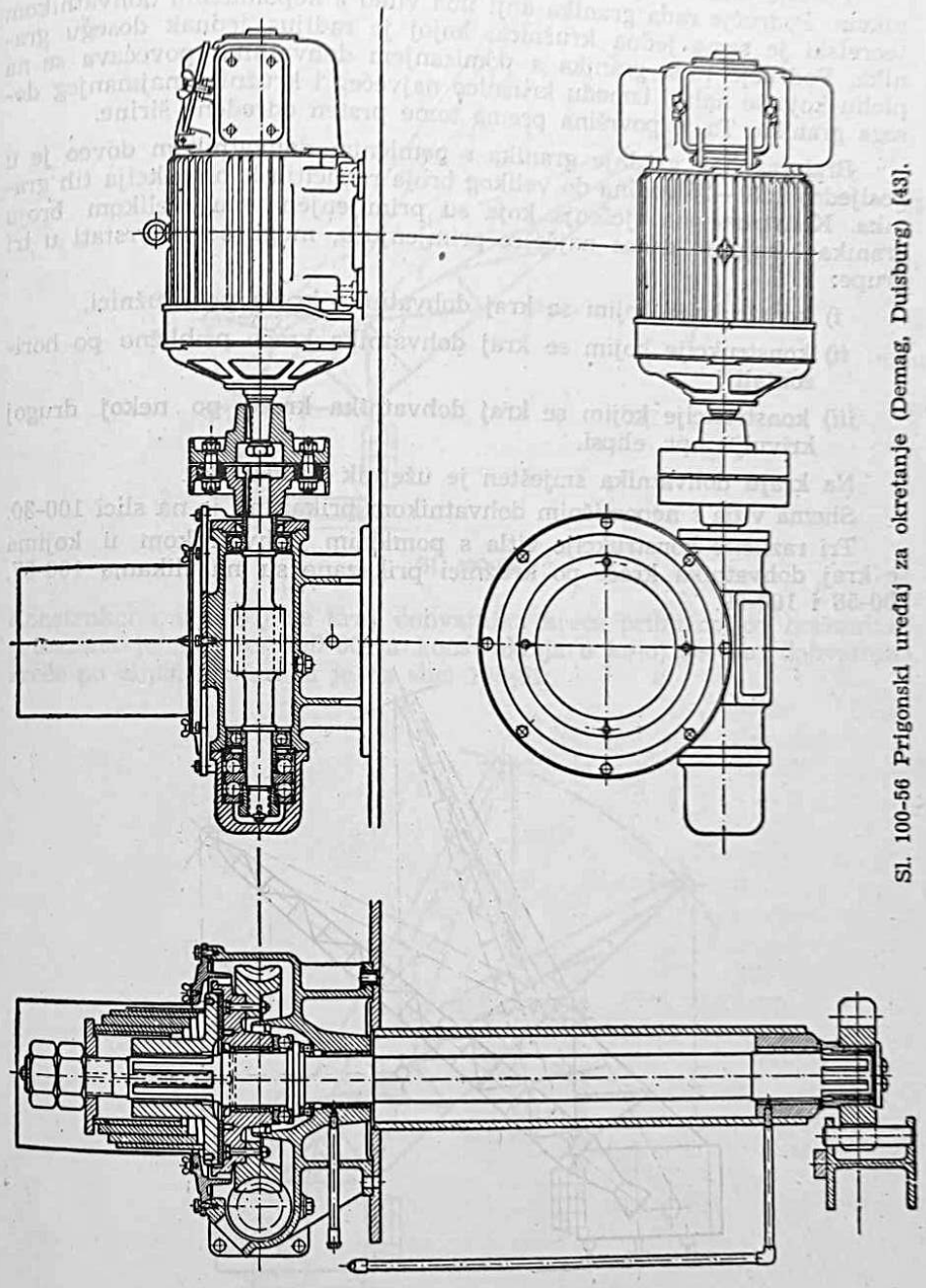
$$N_0 = \frac{(M - M_{din}) \cdot n_1}{716{,}2} \quad [KS] \qquad (100\text{-}102)$$

Veličina momenta otpora okretanja nije konstantna za vrijeme okretanja, jer se veličina otpora vjetra mijenja s položajem granika pri njegovu okretanju, a isto se tako mijenja i moment otpora koji nastaje usljed nagnutog položaja granika.

Na slici 100-54 prikazan je prigonski uređaj za okretanje, koji svojim zupčanikom zahvaća u ozubljen vijenac okretnice granika. Dvije druge konstrukcije takvog uređaja, koji svojim zupčanikom zahvaća u vijenac sa svornjacima, prikazane su na slikama 100-55 i 100-56.



Sl. 100-55 Prigonski uređaj za okretanje (MAN, Nürnberg).



Sl. 100-56 Prigonski uređaj za okretanje (Demag, Duisburg) [43].

Pomicanje dohvatnika

Postoje vitla s nepomičnim dohvatnikom, i vitla s pomičnim dohvatnikom. Područje rada granika koji ima vitao s nepomičnim dohvatnikom teoretski je samo jedna kružnica, kojoj je radijus jednak dosegu granika. Područje rada granika s pomicanjem dohvatnika povećava se na plohu koja se nalazi između kružnice najvećeg i kružnice najmanjeg dosega granika. Ta je površina prema tome prsten određene širine.

Brzi razvitak gradnje granika s pomičnim dohvatnikom doveo je u posljednjih 20—25 godina do velikog broja različitih konstrukcija tih granika. Konstrukciona rješenja koja su primijenjena na velikom broju granika i koja se danas najčešće primjenjuju, mogu se razvrstati u tri grupe:

i) konstrukcije kojim se kraj dohvatnika kreće po kružnici,

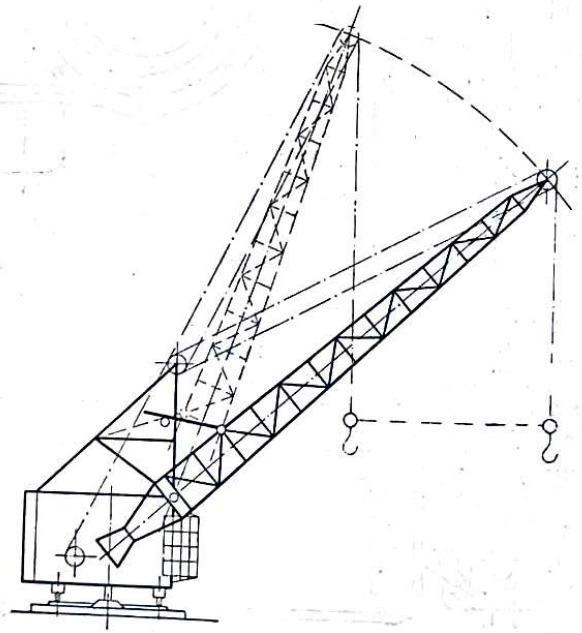
ii) konstrukcije kojim se kraj dohvatnika kreće približno po horizontali i

iii) konstrukcije kojim se kraj dohvatnika kreće po nekoj drugoj krivulji, npr. elipsi.

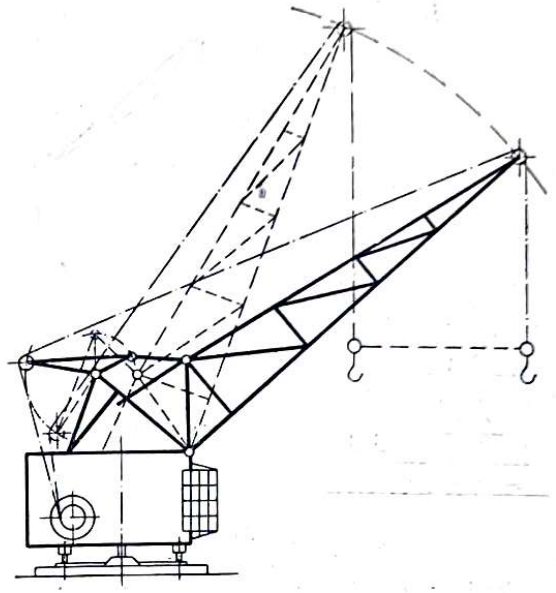
Na kraju dohvatnika smješten je užetnik dohvatnika.

Shema vitla s nepomičnim dohvatnikom prikazana je na slici 100-30.

Tri različite konstrukcije vitla s pomičnim dohvatnikom u kojima se kraj dohvatnika kreće po kružnici prikazane su na slikama 100-57, 100-58 i 100-59.

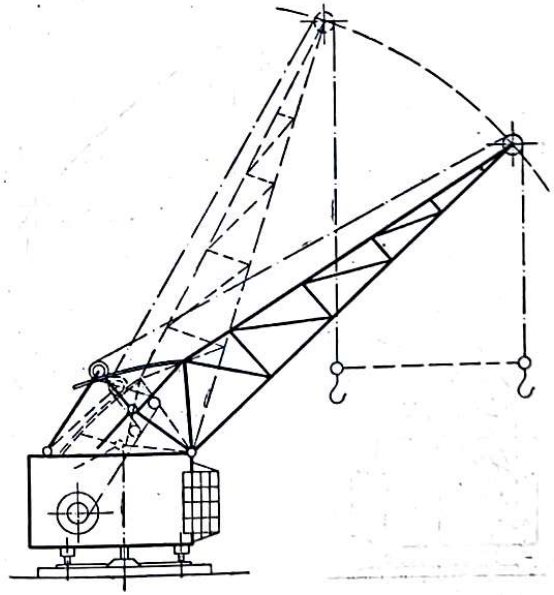


Sl. 100-57

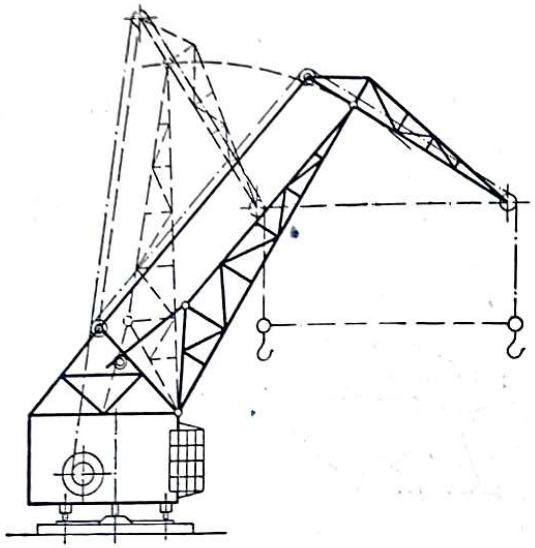


Sl. 100-58

Konstrukcija u kojoj se kraj dohvatnika kreće približno po horizontali prikazana je na slici 100-60, a konstrukcija u kojoj se kraj dohvatnika kreće po elipsi prikazana je na slici 100-61.



Sl. 100-59

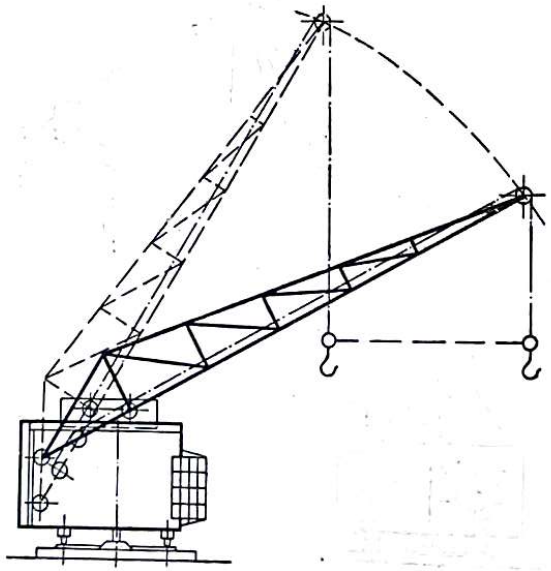


Sl. 100-60

Svaka konstrukcija s pomičnim dohvatnikom treba da zadovoljava ova dva zahtjeva:

i) da se pri pomicanju dohvatnika teret kreće po mogućnosti vodoravno i

ii) da se vlastita težina dohvatnika po mogućnosti potpuno izbalansira.



Sl. 100-61

Ta vrsta granika, na kojima se pri svakom radnom ciklusu uvlači opterećeni dohvatnik, razvila se od granika s pomičnim dohvatnikom kojemu se doseg mijenjao veoma rijetko, i to onda kada je bio neopterećen. Nagib se dohvatnika takvim granicima mijenja obično navojnim vretenom koje pokreće motor. Snaga toga motora određuje se na osnovu zahtjeva da se uvlači dohvatnik koji nije opterećen. Takvi granici pri istovaru brodova ne mogu raditi jedan blizu drugoga zbog svog kružnog gibanja velikog dosega. Velika gustoća pretovara na pretovarnim obalama engleskih luka dovela je do zahtjeva za takvim granicima koji bi mogli raditi jedan blizu drugoga, tako da i tri granika mogu biti uposlena na jednom brodskom otvoru. Tom zahtjevu odgovaraju granici koji pri svakom radnom ciklusu uvlače dohvatnik. Na obalama za pretovar komadne robe danas se nalazi gotovo na svakih 18 do 25 m po jedan granik, a na obalama za pretovar rinfuze granici su postavljeni još gušće.

Granik prikazan na slici 100-28 mora pri uvlačenju dohvatnika savladavati težinu dohvatnika, i težinu tereta. Ta konstrukcija prema tome ne zadovoljava gore postavljenim zahtjevima. Ona konstrukciona rješenja koja omogućuju da se teret pri pomicanju dohvatnika giba vodoravno i kojima je težina dohvatnika izbalansirana odgovarajućim protuutegom, ne zahtijevaju od prigonskog uređaja za pomicanje dohvatnika savladavanje ovog dodatnog rada dizanja pri uvlačenju dohvatnika. Prigonski uređaj za pomicanje dohvatnika u takvim slučajevima treba da savlada samo trenje u zglobovima. Taj se idealni slučaj u stvarnosti ne postizava.

Pojedine konstrukcije pri pomicanju dohvatnika omogućuju vodoravno gibanje tereta na ovaj način:

i) Za vrijeme uvlačenja dohvatnika bubanj se za dizanje okreće tako da se uže odvija. U ovakvim slučajevima brzina spuštanja tereta mora da bude prilagođena brzini uvlačenja dohvatnika. Ovaj je način primijenjen na konstrukciji prikazanoj na slici 100-61.

ii) Uže za dizanje tereta vodi se preko užetnika smještenih na konstrukciji kućice vitla i na kraju dohvatnika, tako da ono čini koloturnik, kako je prikazino na slici 100-57. Pri uvlačenju dohvatnika skraćuje se taj koloturnik i usljied toga oslobađa toliko dužine užeta, da teret ostaje na istoj visini, iako bubanj za dizanje miruje.

iii) Uže za dizanje tereta prelazi preko užetnika smještenog na kraju okretne vodilice, koja je spojnicom vezana za dohvatnik. Pri uvlačenju dohvatnika približava se spomenuti užetnik dohvatniku i time dužina dijela užeta koji slobodno visi postaje veća, tako da se teret obješen na kuki giba horizontalno. Ta je konstrukcija shematski prikazana na slici 100-58. Na sličan se način postiže horizontalno gibanje tereta i konstrukcijom prikazanom na slici 100-59, u kojoj se vodeći užetnik giba po zakrivljenoj vodilici.

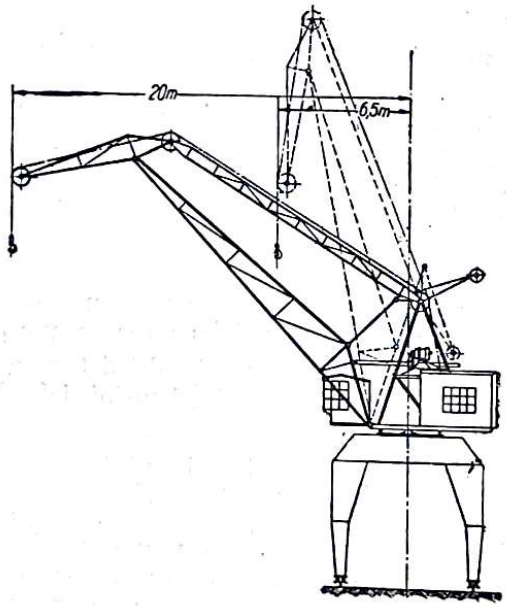
iv) Udvojenim dohvatnikom postiže se kretanje kraja dohvatnika približno po horizontali. Jedna od konstrukcija udvojenog dohvatnika shematski je prikazana na slici 100-60.

Na svim granicima kojih se kraj dohvatnika giba po kružnici ili elipsi, dužina dijela užeta za dizanje koji slobodno visi, pri uvučenom položaju dohvatnika, velika je. Zbog toga lako dolazi do njihanja obješena tereta, što je svakako nedostatak ove vrsti granika. Taj nedostatak nemaju granici kojima se kraj dohvatnika giba približno po horizontali, tj. granici s udvojenim dohvatnikom. Slobodna dužina užeta pri pomicanju udvojenih dohvatnika ostaje uvijek ista. To omogućava da se bez ikakvih poteškoća između kraja dohvatnika i kuke uključi koloturnik. Kako se koloturnici mogu odabirati i s velikim prenosom, takvi se granici mogu graditi i za velike nosivosti. Nedostaci granika s udvojenim dohvatnikom leže u njihovoj kompliciranoj konstrukciji, s velikim brojem dijelova dohvatnika, te u većoj težini tih granika.

Ima više vrsti uređaja za pomicanje dohvatnika, koji se po osnovi njihove konstrukcije međusobno razlikuju. Osnovne vrsti tih uređaja su ove:

i) uređaj za pomicanje dohvatnika pomoću koloturnika, kako je prikazano na slici 100-28,

ii) uređaj za pomicanje dohvatnika pomoću navojnog vretena, kako je prikazano na slici 100-62 i na dvije detaljnije slike 100-63 i 100-64,

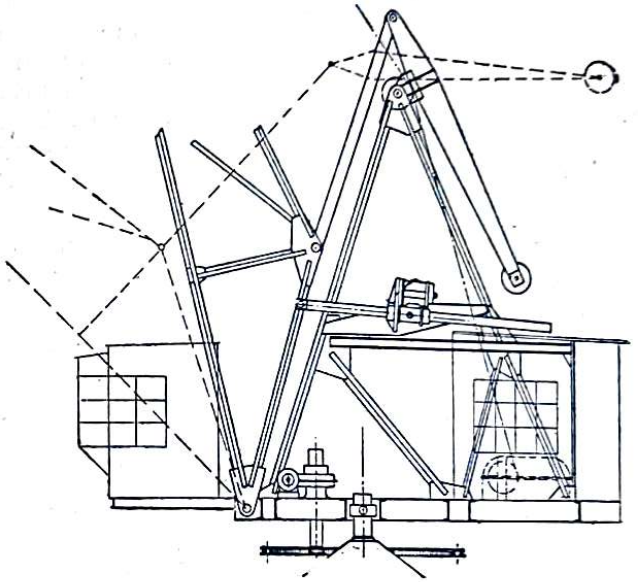


Sl. 100-62 [44].

iii) uređaj za pomicanje dohvatnika pomoću ozubnice, kako je prikazano na slici 100-2,

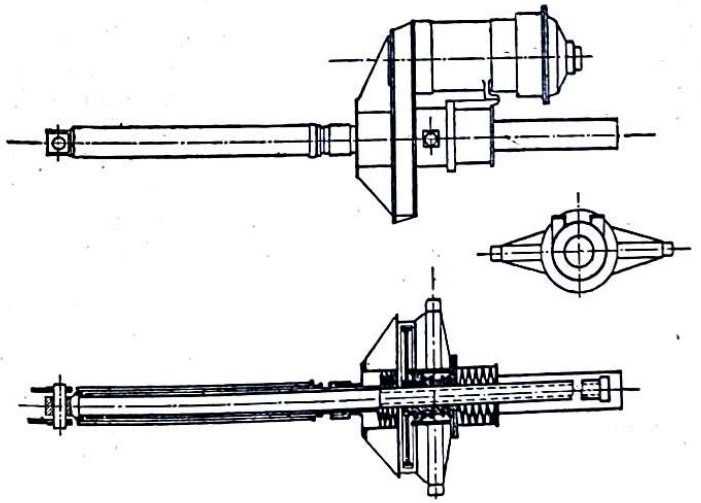
iv) uređaj za pomicanje dohvatnika pomoću ozubljena segmenta u koji zahvaća mali pogonski zupčanik prigonskog uređaja,

v) uređaj za pomicanje dohvatnika pomoću motornog mehanizma, tj. pomoću spojne motke vezane na ručicu mehanizma. Ručica



Sl. 100-63 [44].

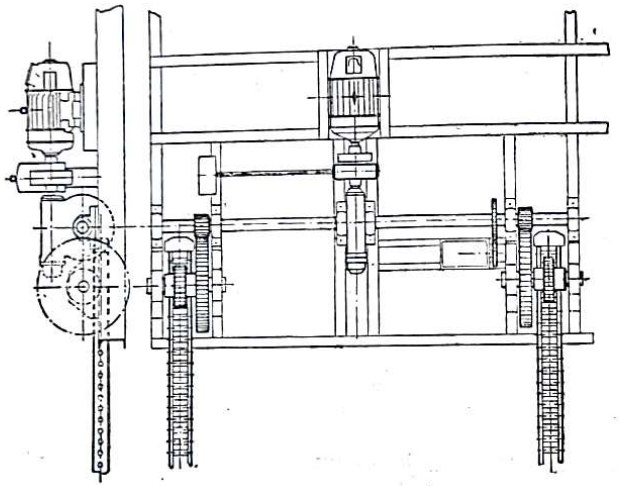
mehanizma vezana je sa zupčanikom kojeg pokreće mali pogonski zupčanik prigonskog uređaja.



Sl. 100-64 Uređaj za pomicanje dohvatnika pomoću navojnog vretena [45].

Uređaji za pomicanje dohvatnika pomoću koloturnika ne mogu se primjenjivati na granicima na kojima se pri pomicanju dohvatnika mijenja smjer okretnog momenta potrebnog za to pomicanje, jer se užetima ne mogu prenositi tlačne sile. Oni se upotrebljavaju za neizbalansirane sisteme, gdje je sigurno da dohvatnik uvijek visi na užetima koloturnika.

Uređaji za pomicanje dohvatnika pomoću navojnog vretena često se primjenjuju zbog njihove jednostavnosti i zbog toga što su maleni, pa se lako mogu smjestiti i u malom prostoru. Iz istih se razloga često primjenjuju i uređaji za pomicanje dohvatnika pomoću ozubnice. Na slici 100-65 prikazan je takav uređaj, u kojem je ozubnica izvedena sa svornjacima. Krajevi ozubnice mogu biti elastično vezani za dohvatnik preko pera. Na uređajima za pomicanje dohvatnika pomoću motornog mehanizma zgodno je to što je kretanje dohvatnika ograničeno ručicom samog mehanizma, pa nije potreban nikakav granični prekidač za ograničavanje kretanja dohvatnika. Nedostatak je toga uređaja u njegovoj velikoj težini, pa prema tome i visokoj cijeni.



Sl. 100-65 Uređaj za pomicanje dohvatnika pomoću ozubnice [46].

Do potrebne snage motora prigonskog uređaja za pomicanje dohvatnika može se doći na način izložen u daljnjem tekstu za pojedine vrsti mehanizma za pomicanje dohvatnika.

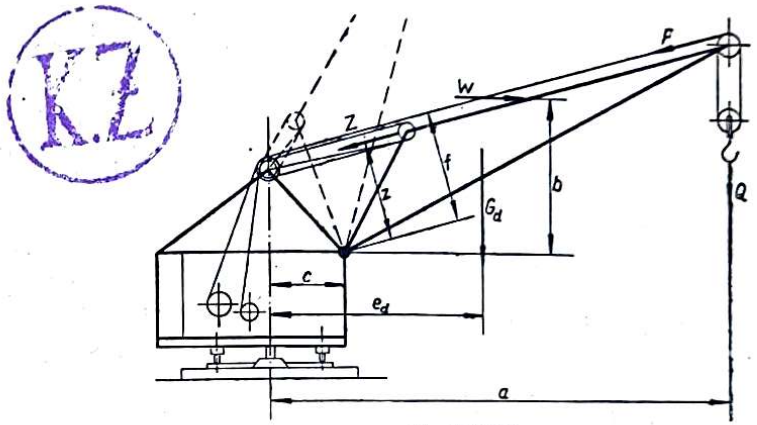
Granik s uređajem za pomicanje dohvatnika pomoću koloturnika, koji je shematski prikazan na slici 100-66, opterećen je teretom težine Q na dosegu a.

Sila u užetu za dizanje na kraju dohvatnika, potrebna za dizanje tereta Q, označena je sa F. Ako je prenos koloturnika p onda veličina te sile iznosi:

$$F \approx \frac{Q + G_s}{p} \qquad (100\text{-}103)$$

gdje je G_s težina sklopa kuke. U tom izrazu nije uzet u obzir stepen korisnosti koloturnika. Vlačna sila koloturnika za pomicanje dohvatnika, označena sa Z može se izračunati iz ovog izraza:

$$Z \cdot z = (Q + G_s)\ (a - c) + G_d\ (e_d - c) - F \cdot f \qquad (100\text{-}104)$$



Sl. 100-66

Sa G_d je označena ukupna težina dohvatnika, a ostale se oznake odnose na sliku 100-66. Silom Z uvlači se dohvatnik iz položaja njegova najvećeg dosega.

Budući da u izrazu 100-104 nije uzeto u obzir djelovanje vjetra, treba u slučaju uvlačenja dohvatnika protiv smjera djelovanja vjetra sili Z dodati silu Z_{vj}, koja se može odrediti iz izraza:

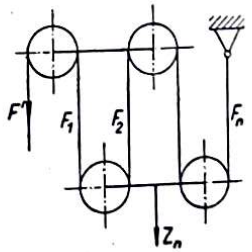
$$Z_{vj} \cdot z = W \cdot b \qquad (100\text{-}105)$$

Opterećenje dohvatnika uslijed vjetra $W = w_{vj} \cdot S$, gdje je S [m²] površina dohvatnika izložena vjetru, a w_{vj} [kp/m²] pritisak vjetra koji se može odabrati sa oko 30 kp/m².

Prema navedenome ukupna bi vlačna sila koloturnika iznosila:

$$Z_n = Z + Z_{vj} \qquad (100\text{-}106)$$

Ako je koloturnik za pomicanje dohvatnika odabran prema shemi prikazanoj na slici 100-67, tj. da mu je kraj užeta pričvršćen uz sklop



Sl. 100-67

vodećih užetnika, tj. nepomičnih užetnika, a slobodni kraj užeta da mu također silazi s vodećeg užetnika, onda za idealan koloturnik, bez gubitaka, sila u svakom pojedinom užetu iznosi:

$$F_0 = \frac{Z_n}{n} \qquad (100\text{-}107)$$

Tu n označuje broj slobodnih i vodećih užetnika u koloturniku. Za ovu je vrst koloturnika n jednak i broju nosivih užeta tereta.

Zbog gubitaka uslijed trenja u užetu i trenja u ležajevima užetnika u stvarnosti se međusobno razlikuju opterećenja pojedinih nosivih užeta. Ako je η_u stepen korisnosti užetnika, onda se može napisati da je:

$$F_1 = F' \cdot \eta_u; \quad F_2 = F_1 \cdot \eta_u = F' \cdot \eta_u^2; \quad F_n = F' \cdot \eta_u^n$$

Sve sile u nosivim užetima drže ravnotežu sili Z_n, pa je:

$$Z_n = F' \cdot \eta_u (1 + \eta_u + \eta_u^2 + \eta_u^3 + \ldots + \eta_u^{n-1}) = F' \cdot \eta_u \frac{\eta_u^n - 1}{\eta_u - 1}$$

$$F_0 = \frac{Z_n}{n} = \frac{F'}{n} \frac{\eta_u^{n+1} - \eta_u}{\eta_u - 1}$$

Na osnovu iznesenog sada se može izračunati stepen korisnosti koloturnika:

$$\eta_k = \frac{F_0}{F'} = \frac{\eta_u^{n+1} - \eta_u}{n(\eta_u - 1)} = \frac{\eta_u - \eta_u^{n+1}}{n(1 - \eta_u)} \qquad (100\text{-}108)$$

Stepeni korisnosti za koloturnike s različitim brojem nosivih užeta navedeni su u tablici 100-11. Oni su izračunati s vrijednostima za stepen korisnosti užetnika s kliznim ležajevima $\eta_u = 0{,}96$, a užetnika s valjnim ležajevima $\eta_u = 0{,}98$.

Tablica 100-11 Stepen korisnosti koloturnika η_k [47]

Broj nosivih užeta	2	3	4	5	6	7	8
za klizne ležajeve	0,98	0,96	0,94	0,92	0,905	0,89	0,87
za valjne ležajeve	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93

Kad je poznat stepen korisnosti koloturnika onda se može izračunati potrebna sila F' iz izraza:

$$F' = \frac{F_0}{\eta_k} \qquad (100\text{-}109)$$

Uzimajući u obzir gubitak uslijed trenja u okretnom zglobu dohvatnika sa $\eta_z \approx 0{,}96$, iznosi navedena sila:

$$F'' \approx \frac{F_0}{\eta_k \cdot \eta_z} \qquad (100\text{-}110)$$

Sad se može, uz odabranu brzinu namatanja užeta na bubanj v_b (npr. 12 m/min) i određen stepen korisnosti prigonskog uređaja za pomicanje dohvatnika η_m, izračunati potrebna snaga motora za pomicanje dohvatnika:

$$N = \frac{F'' \cdot v_b}{75 \cdot 60 \cdot \eta_m} \quad [\text{KS}] \qquad (100\text{-}111)$$

ako je F'' izraženo u kp.

Vrijeme uvlačenja dohvatnika iz njegova položaja najvećeg dosega do njegova položaja najmanjeg dosega može se izračunati iz izraza:

$$t_u = \frac{l}{v_b} \cdot 60 \quad [\text{s}] \qquad (100\text{-}112)$$

gdje je l ukupno skraćenje užeta koloturnika koje se postiže tim uvlačenjem. Dužina užeta:

$$l = (l'' - l') \cdot n \quad [\text{m}]$$

Sa l'' je označena dužina koloturnika, tj. razmak između vodećih i slobodnih užetnika koloturnika, kad dohvatnik zauzima položaj najvećeg dosega, a sa l' taj razmak za položaj dohvatnika pri najmanjem dosegu. Brzina namatanja užeta na bubanj v_b izražena je u m/min.

Dodatna vlačna sila koloturnika pri pokretanju dohvatnika, tj. za vrijeme ubrzavanja dohvatnika pri njegovu uvlačenju, malena je prema potrebnoj vlačnoj sili za ustaljeno uvlačenje dohvatnika, pa se može zanemariti, kao što se i zanemaruje pri dizanju tereta. Do veličine te sile može se doći na ovaj način:

Potrebni okretni moment za ubrzavanje dohvatnika:

$$M_u = J \cdot \varepsilon \quad [\text{kpm}] \qquad (100\text{-}113)$$

Ako se zanemari vlastita težina dohvatnika i ako se zanemari produženje onog dijela užeta za dizanje koji slobodno visi za vrijeme uvlačenja dohvatnika, tj. ako se uzima da je visina dizanja tereta jednaka visini dizanja kraja dohvatnika pri njegovom uvlačenju, može se moment tromosti J izraziti sa:

$$J \approx \frac{Q}{g}(a - c)^2 \quad [\text{kp s}^2\text{m}] \qquad (100\text{-}114)$$

Uz pretpostavku da se uvlačenje vrši uz konstantno ubrzanje kraja dohvatnika τ [m/s²] koje se za promatrani granik može odabrati sa 0,2 m/s², kutno ubrzanje iznosi:

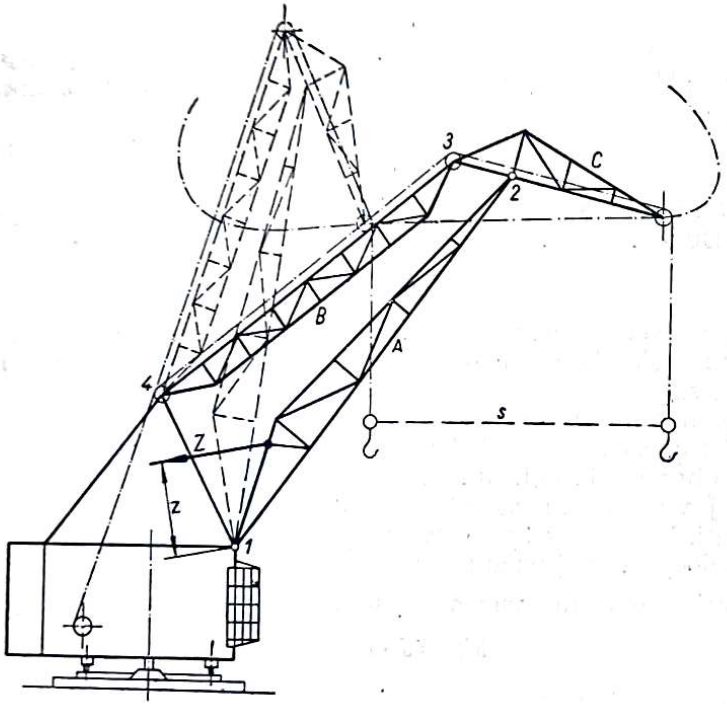
$$\varepsilon = \frac{\tau}{(a - c)} \quad [s^{-2}] \qquad [100\text{-}115]$$

Dodatna vlačna sila može se sada izračunati iz izraza:

$$Z_a = \frac{M_a}{z} \quad [\text{kp}] \qquad [100\text{-}116]$$

Ukupna vlačna sila koloturnika Z_n, izražena izrazom (100-106), povećava se za veličinu Z_a ukoliko ju se zbog njene neznatnosti ne želi zanemariti.

Do potrebne snage prigonskog motora spomenutog uređaja za granik s uređajem za pomicanje dohvatnika pomoću navojnog vretena, koji je shematski prikazan na slici 100-68, može se doći na ovaj način:



Sl. 100-68

Uz horizontalno gibanje tereta pri pomicanju dohvatnika i uz dobro izbalansiranu vlastitu težinu dohvatnika protuutegom, preostali bi još ovi otpori, koje bi trebalo savladavati pri uvlačenju dohvatnika:

i) otpor uslijed trenja u zglobovima dohvatnika,
ii) otpor uslijed djelovanja vjetra i
iii) otpor uslijed ubrzavanja dohvatnika pri njegovu pokretanju.

i) Do potrebne snage za savladavanje otpora uslijed trenja u zglobovima dohvatnika pri njegovu gibanju dolazi se tako da se najprije izrade planovi sila, na osnovu kojih se odrede pritisci na pojedine zglobove dohvatnika.

Pri uvlačenju dohvatnika iz položaja najvećeg dosega do položaja najmanjeg dosega zakrene se zglob 1 za kut α_1, zglob 2 za kut α_2, a zglobovi 3 i 4 za kutove α_3 i α_4. Približno se može uzeti da je $\alpha_2 = \alpha_1$, a $\alpha_3 = \alpha_4 = 2\,\alpha_1$. Veličina kuta α_1 odredi se iz nacrta granika.

Rad sile trenja za pojedine zglobove može se izračunati iz izraza:

$$\left.\begin{aligned} A_1 &= F_1 \cdot \mu \cdot d_1 \cdot \pi \frac{\alpha_1}{360} \\ A_2 &= F_2 \cdot \mu \cdot d_2 \cdot \pi \frac{\alpha_2}{360} \end{aligned}\right\} \qquad (100\text{-}117)$$

itd.,

gdje su sa F_1, F_2 itd. označeni pritisci na pojedine zglobove dohvatnika, a sa d_1, d_2 itd. promjeri čepova tih zglobova. Koeficijent trenja u zglobovima kad je mazanje lošije može se odabrati sa $\mu = 0{,}15$.

Ukupni rad sila trenja tada iznosi:

$$A = 1{,}20\,(A_1 + A_2 + A_3 + A_4) \qquad (100\text{-}118)$$

pri čemu se povećanje od 20% odnosi na rad sila trenja u zglobovima poluge protuutega i na gubitke uslijed trenja u ozubnici mehanizma za uvlačenje dohvatnika, ako je takav mehanizam predviđen.

Da bi se ukupni rad sila trenja mogao izvršiti u vremenu uvlačenja t_u, potrebna je snaga motora:

$$N_1 = \frac{A}{75 \cdot t_u \cdot \eta} \quad [\text{KS}] \qquad (100\text{-}119)$$

Ako se uvlačenje dohvatnika vrši pomoću navojnog vretena onda η u izrazu (100-119) označuje stepen korisnosti navojnog vretena i prigonskog uređaja tog vretena, a iznosi približno 0,3. Ako je horizontalni put tereta pri uvlačenju s [m], a brzina uvlačenja v_u [m/min], vrijeme uvlačenja iznosi:

$$t_u = \frac{s}{v_u} 60 \quad [\text{s}] \qquad (100\text{-}120)$$

Brzinom uvlačenja označena je brzina kraja dohvatnika pri njegovom horizontalnom gibanju. Ta se brzina može odabrati sa $v_u = 40\text{-}60$ m/min.

ii) Do potrebne snage za savladavanje otpora vjetra pri uvlačenju dohvatnika protiv smjera djelovanja vjetra može se doći na ovaj način:

Neka je W, kao i u izrazu (100-105), opterećenje dohvatnika uslijed vjetra. Moment ove sile W s obzirom na okretište 1 za najnepovoljniji položaj dohvatnika granika prikazanog na slici 100-68 označimo sa M_2 [kpm]. Tada je vlačna sila navojnog vretena:

$$Z_2 = \frac{M_2}{z} \quad [\text{kp}] \qquad (100\text{-}121)$$

Ako se sa v_v označi brzina uvlačenja navojnog vretena, a sa η stepen korisnosti navojnog vretena i njegovog prigonskog uređaja, onda odgovarajuća potrebna snaga motora iznosi:

$$N_2 = \frac{Z_2 \cdot v_v}{75 \cdot \eta} \quad [\text{KS}] \qquad (100\text{-}122)$$

Brzina uvlačenja navojnog vretena može se odrediti na osnovu izraza:

$$v_v \approx z \cdot \omega \text{ [m/s]} \qquad (100\text{-}123)$$

gdje je z [m] krak vlačne sile navojnog vretena s obzirom na okretište 1. Prema oznakama u izrazima (100-117) i (100-120) iznosi kutna brzina dohvatnika:

$$\omega = \frac{\alpha_1 \cdot 2\pi}{t_u \cdot 360} \quad [s^{-1}] \qquad (100\text{-}124)$$

iii) Do potrebne snage za savladavanje otpora uslijed ubrzavanja dohvatnika pri njegovu pokretanju može se doći ovim postupkom:

Pri pokretanju dohvatnika mora se savladavati otpor ubrzanja masa koje rotiraju i otpor ubrzanja masa koje se pravocrtno gibaju. Mase koje rotiraju odnose se na dijelove dohvatnika, a mase koje se pravocrtno gibaju odnose se na teret.

Prema slici 100-68 razlikujemo ove dijelove udvojenog dohvatnika: glavni dohvatnik (*A*), pomoćni dohvatnik (*B*) i glavu dohvatnika (*C*).

Pri izračunavanju potrebnog okretnog momenta za ubrzavanje dohvatnika pretpostavi se da je kutno ubrzanje glavnog i pomoćnog dohvatnika jednako i da je masa glave dohvatnika koncentrirana na vrhu glavnog dohvatnika, tj. u zglobu 2.

Kutno ubrzanje:

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t_p} \quad [s^{-2}] \qquad (100\text{-}125)$$

gdje je t_p vrijeme pokretanja dohvatnika, tj. ono vrijeme za koje traje njegovo ubrzavanje. To je vrijeme:

$$t_p = \frac{v_u}{60 \cdot a} \quad [s] \qquad (100\text{-}126)$$

v_u m/min je brzina uvlačenja, dok je a ubrzanje tereta pri njegovu horizontalnom gibanju pri uvlačenju dohvatnika do njegove pune brzine v_u. Obično je $a \leq 0{,}4$ m/s².

Potrebni okretni moment za ubrzavanje dohvatnika je:

$$M_{ur} = (J_A + J_B + J_C) \cdot \varepsilon \text{ [kpm]} \qquad (100\text{-}127)$$

gdje su J_A, J_B i J_C momenti tromosti glavnog dohvatnika, pomoćnog dohvatnika i glave dohvatnika s obzirom na okretni zglob dohvatnika. Do njihovih približnih vrijednosti može se doći pomoću izraza:

$$J_A \approx \frac{G_A}{g} \cdot \frac{l_A^2}{4}, \qquad J_B \approx \frac{G_B}{g} \cdot \frac{l_B^2}{4}, \qquad J_C \approx \frac{G_C}{g} l_A^2 \qquad (100\text{-}128)$$

u kojima su G_A, G_B i G_C težine pojedinih dijelova dohvatnika, a l_A i l_B dužine glavnog i pomoćnog dohvatnika.

Potrebni okretni moment za ubrzavanje tereta:

$$M_{up} = W_{up} \cdot l \text{ [kpm]} \qquad (100\text{-}129)$$

W_{up} je otpor ubrzanja koji djeluje u zglobu 2 glavnog dohvatnika, a l [m] je vertikalna udaljenost zglobova 1 i 2. Taj se otpor ubrzanja može proračunati iz izraza:

$$W_{up} = \frac{Q}{g} \cdot a \text{ [kp]} \qquad (100\text{-}130)$$

Prema navedenome može se ukupni okretni moment koji djeluje na glavnom dohvatniku izraziti sa:

$$M_3 = M_{ur} + M_{up} \text{ [kpm]} \qquad (100\text{-}131)$$

Tada je vlačna sila u navojnom vretenu:

$$Z_3 = \frac{M_3}{z} \text{ [kp]} \qquad (100\text{-}132)$$

a odgovarajuća snaga motora:

$$N_3 = \frac{Z_3 \cdot v_v}{75 \cdot \eta} \text{ [KS]} \qquad (100\text{-}133)$$

u kojem veličine v_v i η znače isto kao i u izrazu (100-122).

Na osnovu svega što je navedeno iznosi ukupna potrebna snaga motora pri pokretanju, tj. za vrijeme ubrzavanja dohvatnika:

$$N_{max} = N_1 + N_2 + N_3 \text{ [KS]} \qquad (100\text{-}134)$$

pri čemu su N_1 do N_3 snage određene izrazima (100-119), (100-122) i (100-133).

Normalna snaga motora može se odrediti iz izraza:

$$N = N_1 + N_2 \text{ [KS]} \qquad (100\text{-}135)$$

a s obzirom na željeno ubrzavanje dohvatnika treba kontrolirati veličinu zahvatnog momenta. Ta se kontrola može provesti na osnovu izraza (100-39), prema kojemu bi trebalo da bude:

$$(1{,}7 \text{ do } 2)\ N = N_{max} \qquad (100\text{-}136)$$

Sada se konačno može izračunati i vlačna sila u navojnom vretenu:

$$Z' = \frac{N_{max} \cdot 75}{v_v} \text{ [kp]} \qquad (100\text{-}137)$$

Toj se sili mora pribrojiti i vlačna sila u navojnom vretenu Z'', koja proistječe iz momenta tereta, a njena se veličina može odrediti na osnovu plana sila. Tako je ukupna vlačna sila koju mora prenijeti navojno vreteno:

$$Z = Z' + Z'' \text{ [kp]} \qquad (100\text{-}138)$$

U mnogim se slučajevima navojno vreteno izvodi samokočno. Izrađuje se od materijala St 50. Ako se do promjera jezgre dolazi samo na osnovu opterećenja navojnog vretena na vlak, onda se dopušteno naprezanje odabire sa $\sigma_{dop} = 600$ kp/cm², pa se time uzima u obzir i opterećenje navojnog vretena na torziju.

Ako je matica navojnog vretena od bronce ili crvena lijeva, odabire se specifični površinski pritisak $p = 40—50$ kp/cm², a ako je matica od čelika, $p \approx 100$ kp/cm².

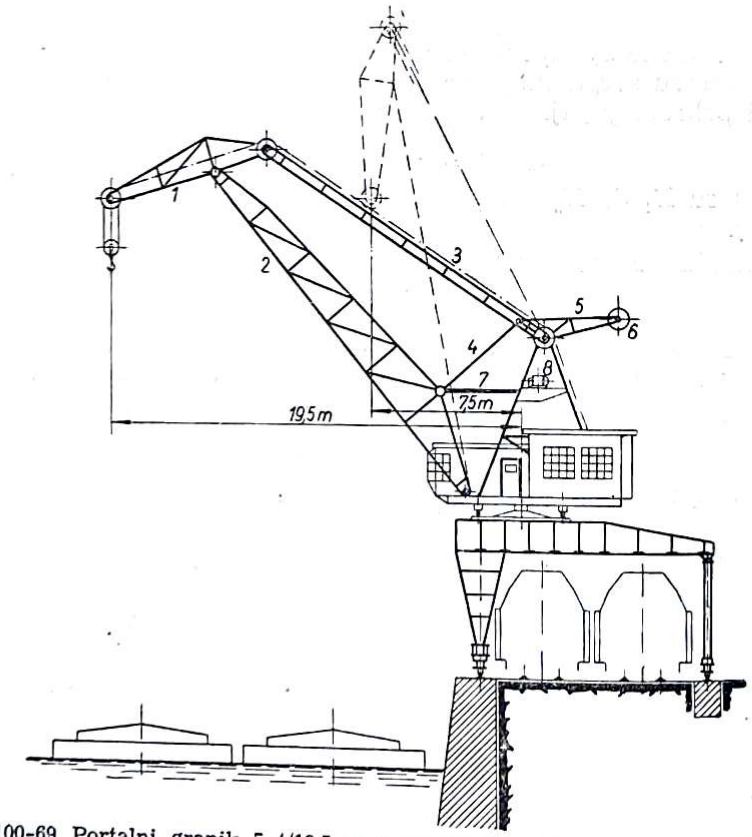
Broj okretaja navojnog vretena:

$$n_v = \frac{v_v \cdot 60}{h} \text{ [min}^{-1}\text{]} \qquad (100\text{-}139)$$

gdje je h [m] visina hoda nareza navojnog vretena. Ako je n broj okretaja motora, onda prenos prigonskog uređaja iznosi:

$$p = \frac{n}{n_v} \qquad (100\text{-}140)$$

Budući da se na granicima s udvojenim dohvatnikom ne mogu težine potpuno izbalansirati, u takvim se slučajevima može doći do veličine vlačne sile navojnog vretena i do potrebne snage motora prigonskog uređaja za pomicanje dohvatnika načinom kojeg je izložio *E. Strathausen* u svojoj knjizi [48]. U slijedećem primjeru iznijet ćemo taj postupak u cijelosti.



Sl. 100-69 Portalni granik 5 t/19,5 m i 10 t/11,0 m (Demag, Duisburg) [48].
1 - glava dohvatnika, *2* - glavni dohvatnik, *3* - pomoćni dohvatnik, *4* - spojnica, *5* - poluga protuutega, *6* - protuuteg, *7* - navojno vreteno za pomicanje dohvatnika, *8* - motor prigonskog uređaja za pomicanje dohvatnika.

Primjer [48]

Proračun se radi za portalni granik nosivosti 5 t na dosegu 19,5 m, prikazan na slici 100-69.

Da bi se odredila veličina vlačne sile navojnog vretena za pomicanje dohvatnika, i snaga motora potrebna za to pomicanje, svrsishodno je izraditi planove opterećenja i momenata za različite položaje dohvatnika. Dobivene vrijednosti za različite položaje dohvatnika treba unijeti u tabelarne preglede, iz kojih se onda odabiru one vrijednosti koje će služiti za daljnji proračun. U daljnjem je tekstu za takav jedan položaj dohvatnika postupak proveden do pojedinosti. Promatrani položaj dohvatnika odgovara najvećem dosegu.

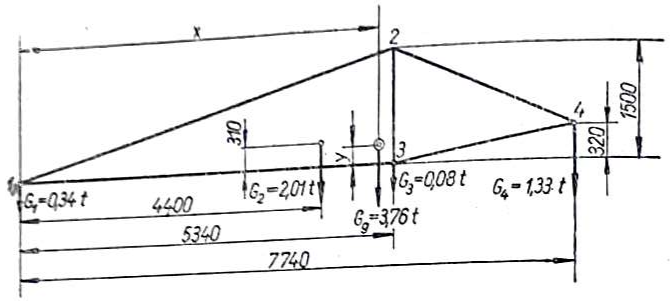
a) Određivanje težišta pojedinh dijelova dohvatnika

Pri određivanju težišta glave dohvatnika uzima se u obzir težina užetnika, vlastita težina, težina zgloba i dio težine pomoćnog dohvatnika koji djeluje u tački 4. Prema dimenzijama glave dohvatnika označenim na slici 100-70 i vrijednostima unesenim u tablicu 100-12 određen je položaj traženog težišta.

Tablica 100-12

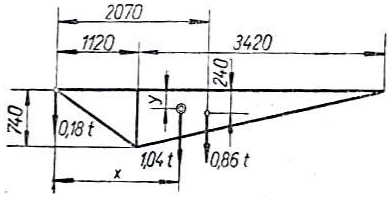
			težina [t]	krak [m]	moment [tm]	krak [m]	moment [tm]
Glava dohvatnika	užetnik s osovinom	G_1	0,34	0	0	0	0
	vlastita težina	G_2	2,01	4,4	8,844	0,31	0,623
	zglob	G_3	0,08	5,34	0,427	0	0
	užetnik s osovinom —360 kp zglob — 40 kp dio pomoćnog dohvatnika —930 kp	G_4	1,33	7,74	10,294	0,32	0,426
	ukupno		3,76	x	19,565	y	1,049
				$x = \frac{19,565}{3,76} = 5,2$		$y = \frac{1,049}{3,76} = 0,28$	
Poluga protuutega	poluga protuutega		0,86	2,07	1,78	0,24	0,206
	polovica spojnice		0,18	0	0	0	0
	ukupno		1,04	x	1,78	y	0,206
				$x = \frac{1,78}{1,04} = 1,71$		$y = \frac{0,206}{1,04} = 0,198$	
Glavni dohvatnik	glavni dohvatnik		5,42	7,6	41,2	0,45	2,44
	polovica spojnice		0,18	4,14	0,75	2,18	0,39
	ukupno		5,60	x	41,95	y	2,83
				$x = \frac{41,95}{5,60} = 7,5$		$y = \frac{2,83}{5,60} = 0,505$	

Položaj težišta poluge protuutega određen je prema dimenzijama te poluge naznačenim na slici 100-71 i prema vrijednostima unesenim u tablicu 100-12. Ovdje se uzima u obzir vlastita težina poluge i polovina težine spojnice.



Sl. 100-70

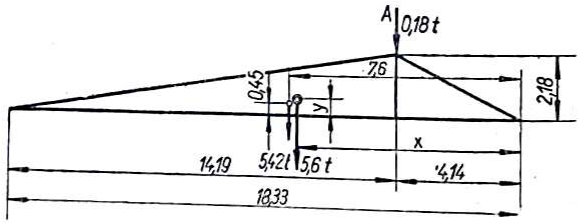
Pri određivanju položaja težišta glavnog dohvatnika, što je prikazano slikom 100-72, i pripadajućim vrijednostima u tablici 100-12, uzeta je u obzir njegova vlastita težina i težina druge polovice spojnice.



Sl. 100-71

b) Određivanje vlačne sile navojnog vretena (slika 100-73)

Moment vlačne sile navojnog vretena, s obzirom na okretište glavnog dohvatnika, mora da bude jednak algebarskoj sumi svih ostalih momenata koji djeluju na glavni dohvatnik. Pri tome treba uzeti u obzir momente koji potječu od vlastite težine glave dohvatnika, od korisna tereta, protuutega, težine poluge protuutega i težine glavnog dohvatnika. Utjecaj pritiska vjetra i utjecaj otpora ubrzanja općenito su maleni, pa su zbog toga u ovom slučaju zanemareni.



Sl. 100-72

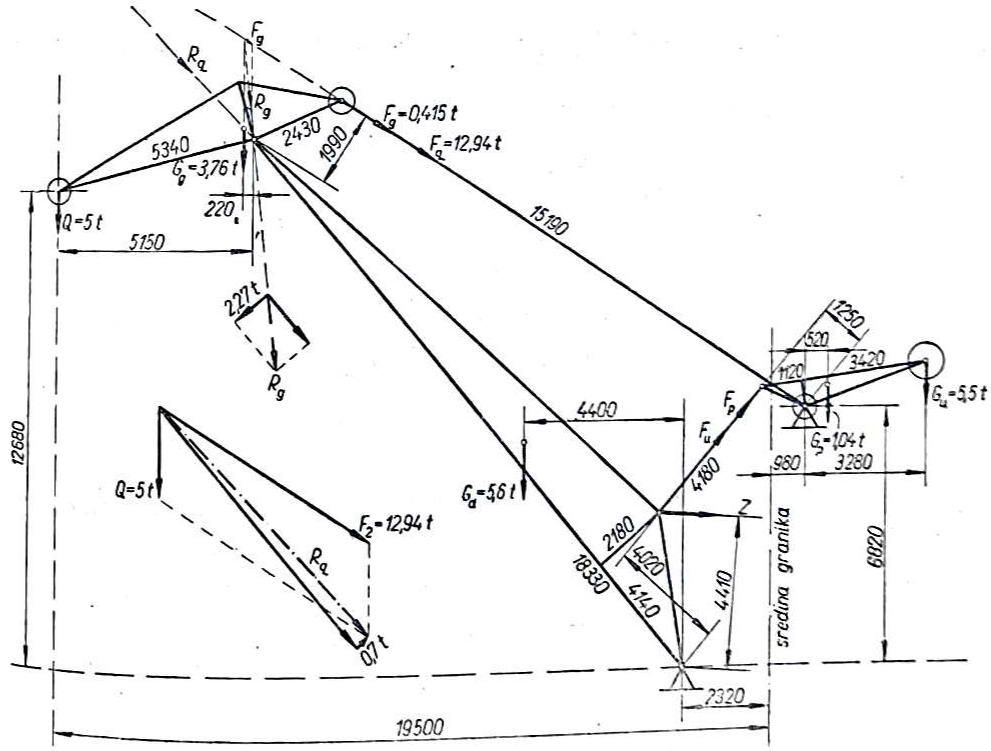
U uravnoteženom sistemu sila, za položaj dohvatnika koji odgovara maksimalnom dosegu, sila u pomoćnom dohvatniku koja potječe od vlastite težine glave dohvatnika G_g, iznosi:

$$F_g = 3{,}76\,\frac{0{,}22}{1{,}99} = 0{,}415\ [\mathrm{t}]$$

Veličina reakcije u gornjem zglobu glavnog dohvatnika R_g određena je silama F_g i G_g, a njezin pravac djelovanja sjecištem pravaca djelovanja tih sila. Na glavni dohvatnik djeluje prema tome u spomenutom zglobu sila veličine R_g upravljena prema dolje, tj. u protivnom smjeru. Komponenta te sile koja je okomita na uzdužnu os glavnog dohvatnika iznosi prema crtežu 2,27 t. Okretni moment uslijed vlastite težine glave dohvatinka, s obzirom na okretište glavnog dohvatnika, iznosi:

$$M_g = -\,2{,}27 \cdot 18{,}33 = -\,41{,}6\ [\mathrm{tm}]$$

gdje je 18,33 [m] dužina glavnog dohvatnika. Smjer se pozitivnog momenta poklapa sa smjerom kazaljke na satu.



Sl. 100-73 Plan opterećenja i momenata portalnog granika 5 t/19,5 m.

Korisni teret Q od 5 t izaziva u pomoćnom dohvatniku silu:

$$F_q = 5\frac{5,15}{1,99} = 12,94 \text{ [t]}$$

Veličina reakcije u gornjem zglobu glavnog dohvatnika R_q određena je silama F_q i Q. Na glavni dohvatnik djeluje sila veličine R_q prema dolje. Ako se odredi komponenta te sile koja je okomita na uzdužnu os glavnog dohvatnika, može se odrediti i okretni moment uslijed korisnog tereta, koji iznosi:

$$M_q = +0,7 \cdot 18,33 = +12,8 \text{ [tm]}$$

Uslijed težine protuutega G_u od 5,5 t dolazi do sile F_u u spojnici koja iznosi:

$$F_u = 5,5\frac{3,28}{1,25} = 14,43 \text{ [t]}$$

Okretni je moment uslijed protuutega prema tome:

$$M_u = +14,43 \cdot 4,02 = +58 \text{ [tm]}$$

Okretni moment uslijed težine poluge protuutega i polovice spojnice iznosi:

$$M_p = +1,04\frac{0,52}{1,25} \cdot 4,02 = +1,74 \text{ [tm]}$$

a moment uslijed težine glavnog dohvatnika i polovice spojnice:

$$M_d = -5,6 \cdot 4,4 = -24,6 \text{ [tm]}$$

Na osnovu svega izloženog iznosi ukupni moment uslijed vlastite težine:

$$M' = M_p + M_d = -41,6 - 24,6 = -66,2 \text{ [tm]}$$

moment uslijed vlastite težine i tereta:

$$M'' = M' + M_q = -66,2 + 12,8 = -53,4 \text{ [tm]}$$

moment rasterećenja uslijed težine poluge protuutega i protuutega:

$$M''' = M_p + M_u = +1,74 + 58 = +59,7 \text{ [tm]}$$

Veličina pretičaka momenata uslijed nepotpune izbalansiranosti iznosi:

1. Za slučaj neopterećena granika:

$$M_{neopt} = +59,7 - 66,2 = -6,5 \text{ [tm]}$$

2. Za slučaj opterećena granika:

$$M_{opt} = +59,7 - 53,4 = +6,3 \text{ [tm]}$$

Krak vlačne sile navojnog vretena pri najvećem dosegu granika iznosi 4,41 m. Vlačna sila navojnog vretena je prema tome:

1. Za slučaj neopterećena granika:

$$Z_{neopt} = -\frac{6,5}{4,41} = -1475 \text{ [kp]} \text{ (vlačna sila)}$$

2. Za slučaj opterećena granika:

$$Z_{opt} = +\frac{6,3}{4,41} = +1430 \text{ [kp]} \quad \text{(tlačna sila)}$$

c) Određivanje snage motora

Ako je smjer okretnog momenta navojnog vretena za pomicanje dohvatnika takav da vreteno želi pomaknuti dohvatnik u protivnom smislu od onoga, u kojem ga želi pomaknuti pretičak momenta uslijed nepotpune izbalansiranosti, tj. kad je navojno vreteno »pogonsko navojno vreteno«, potrebna snaga motora iznosi:

$$N_p = \frac{Z \cdot v_v}{75 \cdot \eta_v \cdot \eta} = \frac{Z \cdot 0,19}{75 \cdot 0,74 \cdot 0,93} = 0,0037 \cdot Z \quad \text{[KS]}$$

Tu je stepen korisnosti navojnog vretena, koje nije samokočno:

$\eta_v = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha+\rho)} = 0,74$, a stepen korisnosti prigonskog uređaja za pomicanje dohvatnika $\eta \approx 0,93$. Sa v_v je označena brzina navojnog vretena, do čije se veličine može doći na ovaj način: Ako je horizontalni put tereta pri uvlačenju $s = 12$ m, koji se dobije iz razlike najvećeg i najmanjeg dosega (19,5 — 7,5 = 12), a brzina uvlačenja $v_u = 1$ m/s, onda vrijeme uvlačenja iznosi:

$$t_u = \frac{s}{v_u} = 12 \text{ [s]}$$

Prema nacrtu je put navojnog vretena $s_v = 2,24$ m, a brzina navojnog vretena:

$$v_v = \frac{s_v}{t_u} = \frac{2,24}{12} \approx 0,19 \text{ [m/s]}$$

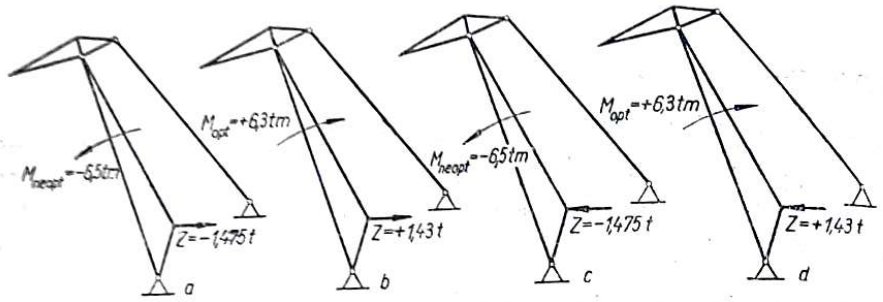
Ako je smjer okretnog momenta navojnog vretena za pomicanje dohvatnika takav da vreteno želi pomaknuti dohvatnik u istom smislu u kojem ga želi pomaknuti i pretičak momenta, tj. kad moment dohvatnika pokreće vreteno (»gonjeno navojno vreteno«), potrebna snaga iznosi:

$$N_g = \frac{Z \cdot v_v \cdot \eta_v' \cdot \eta}{75} = \frac{Z \cdot 0,19 \cdot 0,668 \cdot 0,93}{75} = 0,00158 \cdot Z \quad \text{[KS]}$$

gde je $\eta_v' = \frac{\operatorname{tg}(\alpha-\rho)}{\operatorname{tg}\alpha} = 0,668.$

Prema navedenome sada se mogu izračunati potrebne snage motora za četiri različita slučaja u pogonu granika pri najvećem dosegu. Prvi se

slučaj odnosi na uvlačenje dohvatnika bez tereta (»pogonsko navojno vreteno«), drugi na uvlačenje dohvatnika s teretom (»gonjeno navojno vreteno«), treći na izvlačenje dohvatnika bez tereta (»gonjeno navojno vreteno«) i četvrti na izvlačenje dohvatnika s teretom (»pogonsko navojno vreteno«). Vlačna sila navojnog vretena i pretičak okretnog momenta za sva ta četiri slučaja prikazani su na slici 100-74 pod *a*, *b*, *c* i *d*.



Sl. 100-74 Vlačna sila navojnog vretena i pretičak okretnog momenta pri pomicanju dohvatnika.

Potrebne snage motora za spomenuta četiri slučaja iznose:

a) $N = 0{,}0037 \cdot 1475 = 5{,}5$ [KS] uvlačenje bez tereta
b) $N = 0{,}00158 \cdot 1430 = 2{,}33$ [KS] uvlačenje s teretom
c) $N = 0{,}00158 \cdot 1475 = 2{,}45$ [KS] izvlačenje bez tereta
d) $N = 0{,}0037 \cdot 1430 = 5{,}32$ [KS] izvlačenje s teretom

Navedenim načinom treba odrediti i snage koje se odnose na nekoliko različitih položaja dohvatnika, te za položaj koji odgovara najmanjem dosegu. Prema najvećoj se snazi odabire tada motor prigona za pomicanje dohvatnika.

Za ovaj portalni granik maksimalna je sila navojnog vretena $Z_{max} = +2030$ kp, pri izvlačenju dohvatnika s teretom iz položaja najmanjeg dosega. Tome odgovara maksimalna snaga:

$$N_{max} = 0{,}0037 \cdot 2030 = 7{,}55 \text{ [KS]}$$

prema kojoj je odabran i motor.

Navojno se vreteno proračunava na vlak i torziju, odnosno na tlak i torziju, a osim toga mu dimenzije treba provjeriti s obzirom na izvijanje.

130 POSTOLJE GRANIKA

Postoljem granika nazivamo most granika, portal granika, poluportal i čeličnu konstrukciju po kojoj se kreće vitao pretovarnog mosta, ili općenito, svaku čeličnu konstrukciju granika na kojoj je smješten vitao ili po kojoj se kreće neki vitao granika.

U proračunima postolja granika u našoj se industriji uglavnom oslanjaju na njemačke propise DIN 120 (Berechnungsgrundlagen für Stahlbauteile von Kranen und Kranbahnen). Tim se propisima između ostalog određuje ovo:

I. Razvrstavanje granika u grupe

Raznolikost radnih uslova granika zahtijeva da se oni razvrstavaju u grupe. Prema navedenim propisima granici su razvrstani u četiri grupe po veličinama relativnog trajanja rada i relativnog opterećenja, i jačini udaraca, kako je to označeno u tablici 100-13.

Relativno trajanje rada je određeno odnosom stvarnog vremena rada granika prema njegovom ukupnom vremenu rada, koje se sastoji od stvarnog vremena rada i stanki:

$$\textit{relativno trajanje rada} = \frac{\textit{stvarno vrijeme rada}}{\textit{ukupno vrijeme rada}} = \frac{\textit{stvarno vrijeme rada}}{\textit{stvarno vrijeme rada} + \textit{stanke}}$$

Relativno se trajanje rada razlikuje od relativnog trajanja uključenja ε po tome što se u stvarno vrijeme rada računa vrijeme rada bilo kojeg motora jednog granika, tj. vrijeme u kojem bilo koji motor na graniku radi, dok se u relativno trajanje uključenja u spomenuto vrijeme uračunava samo vrijeme rada, odnosno uključenje koje se odnosi na jedan te isti motor.

Trajanje ukupnog vremena rada treba tako odabirati da se dobije ispravna predodžba o intenzitetu rada granika. Za granik koji čitavu godinu radi jednakomjerno, dovoljno je da se relativno trajanje rada odredi s obzirom na ukupno vrijeme rada, koje je određeno brojem radnih smjena u kojima je promatrani granik zaposlen. Koliko iznosi stvarno vrijeme rada unutar toga ukupnog vremena rada može se tačnim računskim putem, odnosno mjerenjem, ustanoviti samo u rijetkim slučajevima. Obično se do tog vremena dolazi procjenom.

S obzirom na relativno trajanje rada razlikuju se:

i) granici malog relativnog trajanja rada i

ii) granici velikog relativnog trajanja rada.

Tablica 100-13 Razvrstavanje granika u grupe

Grupa	relativno trajanje rada	relativno opterećenje	udarci
I	malo	malo	normalni
II	veliko	malo	normalni
	malo	veliko	normalni
	malo	malo	jaki
III	veliko	veliko	normalni
	veliko	malo	jaki
	malo	veliko	jaki
IV	veliko	veliko	jaki

Među granike malog relativnog trajanja rada ubrajaju se oni kojih je stvarno vrijeme rada manje od polovine ukupnog vremena rada.

Relativno opterećenje granika može biti malo ili veliko. Granici malog relativnog opterećenja su oni kojih se približno polovica broja podizanja vrši pod opterećenjem manjim od 2/3 njihove nosivosti. Ako se više od polovice broja podizanja nekog granika vrši pod opterećenjem većim od 2/3 njegove nosivosti, onda se takav granik uvrštava među granike s velikim relativnim opterećenjem.

Udarci na granicima mogu biti normalni i jaki.

Do udaraca dolazi uslijed pomicanja tereta, te pokretanja vitla i čitava granika. Udarci uslijed pomicanja tereta pojavljuju se i pri okretanju granika i pri pomicanju dohvatnika. Oni se pojavljuju i pri radu zahvatačem. Veličina udaraca ne ovisi samo o načinu rada granika, nego i o brzini kojom on radi. Pretpostavlja se da do jakih udaraca može doći i samo zbog velikih brzina granika. Zato se među granike s jakim udarcima ubrajaju svi oni, kojima je brzina vožnje vitla ili granika veća od 1,5 m/s, ako se kreću po tračnicama koje nisu svarene, ili veća od 2 m/s, ako se kreću po svarenim tračnicama, tj. po takvim koje nemaju sastava. Granik s kukom koji radi normalnim brzinama dizanja ubraja se među one s normalnim udarcima, a okretni granik sa zahvatačem na kratkom dohvatniku, koji radi velikom brzinom, ubraja se među granike s jakim udarcima.

Pojedini dijelovi jednog granika mogu biti uvršteni u različite grupe granika. Tako npr. na okretnom graniku sa zahvatačem koji radi velikom brzinom može sklop za okretanje granika biti uvršten u III grupu, iako je granik uvršten u IV grupu. Do takvog slučaja dolazi onda kada je dohvatnik dugačak, pa prema tome i elastičan, tako da se ublaženi udarci prenose na napravu za okretanje granika.

Prema navedenome pojedine su vrsti granika razvrstane u grupe. Za neke od tih vrsti granika pripadajuće su grupe navedene u tablici 100-14.

Tablica 100-14 Vrsti granika i pripadajuće grupe

Vrst granika	grupa	primjedba
granici s ručnim prigonom	I	
granici u strojarnicama	I i II	
lokomotivski granici	II	
radionički i skladišni granici male nosivosti	II i III	granici male nosivosti često se preopterete i izvrgavaju udarcima
radionički i skladišni granici velike nosivosti	II	
ljevaonički granici	II i III	
brodogradilišni granici	II	
granici velike nosivosti	I i II	
okretni granici, portalni granici i granici koji plove		
a) s kukom	II	
b) sa zahvatačem ili magnetom	III i IV	IV npr. u teškom pogonu sa zahvatačem na kratkom dohvatniku
nosači pretovarnih mostova, visećih prenosila i sl.		
a) koji rade s kukom	II	
b) koji rade sa zahvatačem	II i III	III npr. u teškom pogonu sa zahvatačem
granici velikih visina dizanja za visokogradnje i dubokogradnje	I i II	

II. Vrst i način opterećenja

Pri proračunu granika dolaze u obzir dva slučaja opterećenja:

slučaj 1: *opterećenje glavnim silama* i

slučaj 2: *opterećenje glavnim i dodatnim silama.*

Pod opterećenjem glavnim silama smatra se najnepovoljniji način istovremenog djelovanja svih glavnih sila.

Među *glavne sile* ubrajaju se:

i) Stalno opterećenje. Stalnim se opterećenjem smatraju sve vanjske sile koje mirno i stalno djeluju istom veličinom, u istom smjeru i na istom mjestu, pa prema tome izazivaju stalna naprezanja iste veličine. Ovamo se ubraja vlastita težina konstrukcije za koju se vrši proračun, težina uređaja za vožnju mosta, težina kabine upravljača, težina hodnika granika i tome slično, ako se radi o proračunu mosta granika. Pri proračunu vozne pruge granika težina se mosta granika ne ubraja u stalno, nego u pomično opterećenje.

Stalno opterećenje može biti jednoliko kontinuirano, ili koncentrirano opterećenje.

ii) Pomično opterećenje. Pomičnim se opterećenjem smatraju sve vanjske sile koje u pogonu mijenjaju ili svoje mjesto djelovanja ili svoju veličinu. Ovamo se ubraja težina tereta koji se diže, i vlastite težine onih dijelova granika koji u pogonu mijenjaju svoj položaj, s obzirom na dio granika koji se proračunava. Tako se u proračunu postolja okretnih granika smatra pomičnim opterećenjem i vlastita težina onog dijela granika koji se okreće.

Ovamo se ubrajaju i sve sile ubrzanja i usporenja koje se pojavljuju u pogonu granika. Od ovih sila izuzimaju se jedino sile koje nastaju uslijed sila zaustavljanja pri vožnji, jer se one ubrajaju u dodatne sile. Sile ubrzanja ili usporenja koje se pojavljuju pri gibanju tereta ubrajaju se dakle u pomično opterećenje. To znači i sile ubrzanja, odnosno usporenja, koje nastaju pokretanjem tereta pomoću okretanja granika ili pomicanja dohvatnika, odnosno uslijed zaustavljanja tih gibanja.

iii) Toplinski utjecaj. Pod toplinskim utjecajem razumijevaju se naprezanja koja nastaju uslijed kolebanja temperature. On se uzima u obzir samo u specijalnim slučajevima, kad se za granike na otvorenom prostoru računa s kolebanjem temperature između —25° i +45°. U proračunu se računa s temperaturom od 10° i njenim kolebanjem ± 35°. Pri različitom zagrijavanju pojedinih dijelova granika računa se s razlikom u temperaturi od 15°. Sa različitim zagrijavanjem pojedinih dijelova ne računaju se granici u blizini ljevačkih lonaca ili peći, ako su dovoljno zaštićeni od zagrijavanja. Linearni toplinski koeficijent rastezanja iznosi za čelik i lijev. čelik $\alpha_t = 0{,}000012$ [1/°] [14], a za lijev. željezo 0,000010 [1/°].

Opterećenjem glavnim i dodatnim silama smatra se najnepovoljniji način istovremenog djelovanja svih glavnih i dodatnih sila.

Među *dodatne sile* ubrajaju se:

i) Pritisak vjetra. Pritisak se vjetra uzima u račun samo za granike koji rade na otvorenom prostoru. Ne uzima se u račun za granike koji rade u zgradama ili na malim prostorima okruženim zgradama. Opterećenje granika uslijed vjetra određuje se na osnovu izraza (100-20.1). Pritisak vjetra kojim se računa za granike u pogonu, tj. one koji rade, iznosi prema izrazu (100-20.2):

$$w_{vj} = c \cdot q = 1{,}6 \cdot 30 = 48 \text{ [kp/m}^2\text{]}$$

Uz tako velik pritisak vjetra jedva koji granik može da radi, jer obično nemaju toliko snažne motore koji bi mogli savladavati tako veliko opterećenje. Prema tome su izračunata naprezanja na osnovu tolikog pritiska vjetra samo teoretska, pa se u tim slučajevima mogu odabirati visoka dopuštena naprezanja.

ii) Sile zaustavljanja pri vožnji. Kao maksimalna sila zaustavljanja računa se sila u smjeru vožnje, koja djeluje na gornjoj površini tračnice, a veličina joj je 1/7 pritiska koji otpada na sve kočene točkove.

Ta maksimalna sila zaustavljanja vitla, koja dolazi u obzir samo u proračunu mosta granika, iznosi za granik nosivosti 15 t, kojemu je vlastita težina vitla 5000 kp:

$$F_{kv} = \frac{1}{7}(2{,}7 + 7{,}5) \approx 1{,}5 \text{ [t]} \qquad (100\text{-}141)$$

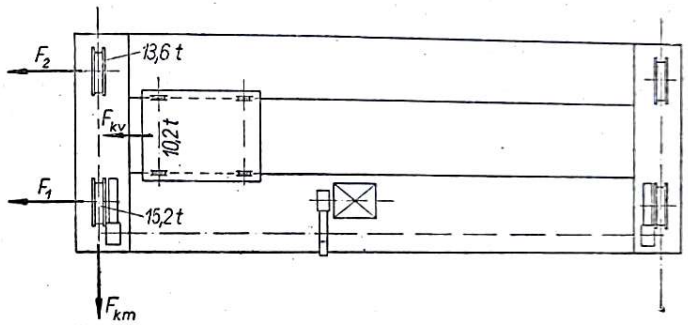
jer 2,7 t od vlastite težine vitla otpada na dva kočena točka vitla, tj. na točkove koji su na pogonskoj osovini vitla. Pri jednolikoj raspodjeli težine tereta na sva četiri točka vitla, na spomenuta dva točka otpada 7,5 t.

Maksimalna sila zaustavljanja kojom se računa npr. lijeva strana vozne pruge granika izračuna se na ovaj način:

Odredi se maksimalan pritisak onih točkova na promatranoj tračnici koji su kočeni. Za spomenuti granik taj pritisak iznosi 15,2 t. To je pritisak koji otpada na jedan od lijevih točkova granika. Do tog maksimalnog pritiska dolazi kad vitao stoji u lijevom krajnjem položaju, kako je prikazano na slici 100-75. Tražena maksimalna sila zaustavljanja prema tome iznosi:

$$F_{km} = \frac{1}{7} \cdot 15{,}2 \approx 2{,}2 \text{ [t]} \qquad (100\text{-}142)$$

iii) Bočne vodoravne sile. Bočne vodoravne sile dolaze u obzir pri proračunu vozne pruge granika.



Sl. 100-75

Za svaku stranu vozne pruge granika uzima se u račun bočna vodoravna sila kojoj veličina iznosi 1/10 maksimalnih pritisaka točkova koji djeluju na dotičnoj strani te pruge. Bočne sile djeluju vodoravno i okomito na uzdužnu os vozne pruge. Maksimalni pritisci točkova određuju se pri najnepovljnijem položaju vitla pod punim opterećenjem. Na takav način određenim bočnim vodoravnim silama uzima se u račun sila zaustavljanja vitla, i sve vodoravne sile koje bi mogle djelovati okomito na smjer vozne pruge, a teško se mogu odrediti. Među te sile spadaju one koje nastaju uslijed uklještenog hoda granika ili loše položenih i izbočenih tračnica po kojima se granik kreće. Takve se sile pojavljuju i kad granik naleti na nejednako postavljene odbojnike na kraju pruge.

Ako npr. pritisak pogonskog točka za promatrani granik (slika 100-75) iznosi 15,2 t, a pritisak slobodnog točka 13,6 t, onda je veličina bočnih vodoravnih sila koje se odnose na lijevu stranu vozne pruge:

$$F_1 = 0{,}1 \cdot 15{,}2 = 1{,}52 \text{ [t]}$$

$$F_2 = 0{,}1 \cdot 13{,}6 = 1{,}36 \text{ [t]}$$

Iako su sile zaustavljanja pri vožnji i bočne vodoravne sile izvedene od pomičnog opterećenja, ipak se pri njihovu određivanju ne treba uzi-

mati u obzir faktor izjednačenja ψ. (Zusatzblatt Nov. 1942 zu DIN 120) [49].

iv) Opterećenje hodnika i stepenica. Pri proračunu hodnika i stepenica uzima se da su opterećeni pomičnom silom od 300 kp. Ovo opterećenje ne treba uzimati u obzir pri proračunu dijelova koji su opterećeni glavnim silama obuhvaćenim unutar pomičnog opterećenja, kao što je npr. glavni nosač mosta granika. Ako se hodnici i stepenice rijetko koriste i ljudi po njima ne nose teret, može navedena pomična sila biti svedena na polovicu.

Za proračun ograde uzima se da je opterećena pomičnom silom od 30 kp.

v) Opterećenje snijegom. Za proračun granika opterećenje snijegom ne uzima se u obzir.

Faktor izjednačenja ψ

Faktorom izjednačenja ψ množe se sve sile i momenti izazvani pomičnim opterećenjem (vidi glavne sile pod *ii*), da bi se uzeo u obzir loš utjecaj na trajnu čvrstoću materijala uslijed promjenljivosti veličina i mjesta djelovanja spomenutih sila, i uslijed trešnje. Takav promjenljiv način djelovanja sila na trajnost i čvrstoću materijala lošije utječe nego mirno i stalno opterećenje. Veličine faktora izjednačenja koje se odabiru za pojedine grupe granika navedene su u tablici 100-15.

Tablica 100-15 — Faktor izjednačenja ψ

Grupa	I	II	III	IV
ψ	1,2	1,4	1,6	1,9

Faktor trešnje φ

Faktorom trešnje φ množe se sve sile i momenti izazvani stalnim opterećenjem (vidi glavne sile pod *i*), da bi se uzeo u obzir loš utjecaj na trajnu čvrstoću materijala uslijed trešnje koja nastaje pri vožnji granika. Uslijed te trešnje sile stalnog opterećenja ne djeluju mirno, a granice dopuštenih naprezanja odabrane su za stalna i mirna opterećenja. Za stalno i mirno opterećenje faktor trešnje $\varphi = 1$. Veličina faktora trešnje ovisi o načinu spajanja tračnica i brzini vožnje, kako je to naznačeno u tablici 100-16. Ako su spojevi tračnica tako izvedeni da su pri prelazu

Tablica 100-16 — Faktor trešnje

Tračnice		φ
normalno spojene	svarene ili sa spojevima koji izazivaju smanjene udarce	
brzina $v \leqq 1$ m/s	brzina vožnje $v \leqq 1{,}5$ m/s	1,1
brzina $v > 1$ m/s	brzina vožnje $v > 1{,}5$ m/s	1,2

Tablica 100-17 Dopuštena naprezanja za dijelove čelične konstrukcije granika kp/cm²

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Dopušteno naprezanje na			Za punostjene nosače, rešetkaste nosače i postolja od čelika						Materijal	Mjerodavni presjek
			St 00.12	trgovačka kvaliteta	St 37.12		St 52			
			Slučaj opterećenja							
			1 i 2	1 i 2	1	2	1	2		
a) profilna željeza i limovi	vlak i savijanje	σ_{dop}	1000	1200	1400	1600	2100	2400		
	smik	$\tau_{dop} = 0{,}8\ \sigma_{dop}$	800	960	1120	1280	1680	1920		
	tlak	σ_{dsp}								
b) zakovični spojevi	odrez	$\tau_{dop} = 0{,}8\ \sigma_{dop}$	800	960	1120	1280	1120	1280	zakovice od čelika St 34.13	presjek rupe
			—	—	—	—	1680	1920	„ „ „ St 44	
	mjerni tlak u rupi	$p_{dop} = 2\ \sigma_{dop}$	2000	2400	2800	3200	2800	3200	„ „ „ St 34.13	
			—	—	—	—	4200	4800	„ „ „ St 44	
c) vijčani spojevi (prilagođeni vijci)	odrez	$\tau_{dop} = 0{,}8\ \sigma_{dsp}$	800	960	1120	1280	1120	1280	vijci od čelika St 38.13	presjek rupe
			—	—	—	—	1680	1920	„ „ „ St 52	
	mjerni tlak u rupi	$p_{dop} = 2\ \sigma_{dop}$	2000	2400	2800	3200	2800	3200	„ „ „ St 38.13	
			—	—	—	—	4200	4800	„ „ „ St 52	
	vlak	σ_{dop}	700	850	1000	1100	1000	1100	„ „ „ St 38.13	presjek jezgre
			—	—	—	—	1500	1700	„ „ „ St 52	
d) vijčani spojevi (neobrađeni vijci)			Slučaj opterećenja 1			Slučaj opterećenja 2				
	odrez	τ_{dop}		700			800		vijci od čelika St 38.13	presjek čepa vijka
	mjerni tlak u rupi	p_{dop}		1600			1800		„ „ „ St 38.13	
	vlak	σ_{dop}		600			700		„ „ „ St 38.13	presjek jezgre
e) kotveni vijci i kotveni svornjaci	vlak	σ_{dop}		700			700		kotva od čelika St 00.12	presjek jezgre
				850			950		„ „ „ trgov. kvalit.	
				1000			1100		„ „ „ St 38.13	
				1500			1700		„ „ „ St 52	

s jedne tračnice na drugu udarci smanjeni ili isključeni, kao što je to na svarenim tračnicama, onda pri brzinama manjim od 1,5 m/s iznosi $\varphi = 1{,}1$, a pri većim brzinama od spomenute $\varphi = 1{,}2$. Za normalno spojene tračnice ta granica iznosi 1 m/s.

III. Dopuštena naprezanja

Dopuštena naprezanja prema propisima DIN 120 navedena su u tablici 100-17. U toj su tablici dopuštena naprezanja za slučaj opterećenja 1, tj. za opterećenje glavnim silama, označena brojkom 1. Dopuštena naprezanja za slučaj opterećenja 2, tj. za opterećenje glavnim i dodatnim silama, označena su u navedenoj tablici brojkom 2.

Za dio granika koji nije opterećen glavnim silama nego samo jednom od dodatnih sila, mjerodavna su dopuštena naprezanja koja su navedena za slučaj opterećenja 1.

Dijelovi granika koji su opterećeni glavnim i dodatnim silama proračunavaju se tako da se najprije izračunaju naprezanja uslijed glavnih sila i usporede s dopuštenim naprezanjima za slučaj opterećenja 1, a zatim se za isti dio granika izračunaju naprezanja uslijed glavnih i dodatnih sila, koja se sada usporede s dopuštenim naprezanjima za slučaj opterećenja 2. Od ta dva proračuna mjerodavan je onaj koji daje veće presjeke.

IV. Pravila za proračun

Za gradnju granika obično nije dopuštena upotreba kutnika manjih dimenzija od 50 × 50, limova tanjih od 5 mm, te zakovica i vijaka manjeg promjera od 14 mm. Primjena spomenutih dijelova manjih dimenzija od navedenih dopuštena je samo za one dijelove koji ne prenose znatnije sile, te dizala za veoma mala opterećenja.

Izbor materijala. Za nove dijelove granika koji nose ne smije se upotrebljavati materijal St 00.12. Dopuštena naprezanja koja su navedena u koloni 4 tablice 100-17 primjenjuju se samo za naknadna proračunavanja postojećih dijelova granika, i za one dijelove od materijala St 00.12 koji se ponovno upotrebljavaju pri gradnji granika. Za dijelove čelične konstrukcije granika i njegove pruge ne treba upotrebljavati čelik trgovačke kvalitete koliko god je to moguće.

Pri upotrebi materijala St 37.12 mogu se primjenjivati dopuštena naprezanja navedena u kolonama 6 i 7 tablice 100-17 samo onda kad za predviđeni materijal za ovu gradnju postoje dokumenti o kvaliteti materijala. Kao dokumenti o kvaliteti materijala mogu se priznati tvornički atesti valjaonica. Upotrebljeni materijal mora da bude jasno označen, da bi se mogla ustanoviti njegova pripadnost odgovarajućim probama. To isto vrijedi i za upotrebu materijala St 52, ako se žele primjenjivati dopuštena naprezanja u kolonama 8 i 9 navedene tablice.

Vlačni štapovi

Za proračun treba uzimati da se pokretni granici ili njihovi dijelovi istovremeno kreću i rade. Pri dimenzioniranju na primjer postolja (portala) portalnog okretnog granika treba sile u štapovima, momente savi-

janja i poprečne sile koje proizlaze iz pomičnog opterećenja, tj. težine tereta i težine okretnog dijela granika, pomnožiti faktorom izjednačenja ψ i dalje računati s tako povećanim silama, odnosno momentima. One sile, odnosno momente, koji proizlaze iz stalnog opterećenja, tj. težine portala pokretnog granika, treba pomnožiti faktorom trešnje φ, pa također u daljnjem računanju računati s tako dobivenim silama. U slučaju da je promatrani granik nepokretan, za sile, odnosno momente koji proizlaze iz težine portala, bio bi faktor trešnje $\varphi = 1$.

Najveće naprezanje do kojeg dolazi u vlačnim štapovima pri djelovanju glavnih sila (slučaj 1) je:

$$\sigma = \frac{\varphi F_g + \psi F_p}{S_n} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}143)$$

ako su štapovi opterećeni samo na vlak. Naprezanje u tim štapovima pri djelovanju glavnih i dodatnih sila (slučaj 2) iznosi:

$$\sigma = \frac{\varphi F_g + \psi F_p + F_{vj} + F_k}{S_n} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}144)$$

Ako su štapovi opterećeni samo na savijanje, iznose naprezanja u tim štapovima pri djelovanju glavnih sila, odnosno pri djelovanju glavnih i dodatnih sila:

$$\sigma = \frac{\varphi M_g + \psi M_p}{W_n} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}145)$$

$$\sigma = \frac{\varphi M_g + \psi M_p + M_{vj} + M_k}{W_n} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}146)$$

Za neki je štap opterećen na vlak i savijanje:

$$\sigma = \frac{\varphi F_g + \psi F_p}{S_n} + \frac{\varphi M_g + \psi M_p}{W_n} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}147)$$

$$\sigma = \frac{\varphi F_g + \psi F_p + F_{vj} + F_k}{S_n} + \frac{\varphi M_g + \psi M_p + M_{vj} + M_k}{W_n} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}148)$$

Izraz (100-147) odnosi se na štapove opterećene glavnim silama, a izraz (100-148) na štapove opterećene glavnim i dodatnim silama.

U navedenim je izrazima označeno sa:

F_g — sila u štapu uslijed stalnog opterećenja,

F_p — sila u štapu uslijed pomičnog opterećenja,

F_{vj} — sila u štapu uslijed pritiska vjetra,

F_k — sila u štapu uslijed sila zaustavljanja pri vožnji i bočnih vodoravnih sila,

S_n — koristan presjek štapa nakon odbijanja površine rupa za zakovice,

W_n — koristan moment otpora nakon odbijanja površina rupa za zakovice.

Tablica 100-18 Koeficijenti izvijanja [63]

Čelik St 00.12, čelik trgovačke kvalitete i čelik St 37.12

λ	λ + 0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	λ
20	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	20
30	1,08	1,09	1,09	1,10	1,10	1,11	1,11	1,12	1,13	1,13	30
40	1,14	1,14	1,15	1,16	1,16	1,17	1,18	1,19	1,19	1,20	40
50	1,21	1,22	1,23	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	1,28	1,29	50
60	1,30	1,31	1,32	1,33	1,34	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	60
70	1,41	1,42	1,44	1,45	1,46	1,48	1,49	1,50	1,52	1,53	70
80	1,55	1,56	1,58	1,59	1,61	1,62	1,64	1,66	1,68	1,69	80
90	1,71	1,73	1,74	1,76	1,78	1,80	1,82	1,84	1,86	1,88	90
100	1,90	1,92	1,94	1,96	1,98	2,00	2,02	2,05	2,07	2,09	100
110	2,11	2,14	2,16	2,18	2,21	2,23	2,27	2,31	2,35	2,39	110
120	2,43	2,47	2,51	2,55	2,60	2,64	2,68	2,72	2,77	2,81	120
130	2,85	2,90	2,94	2,99	3,03	3,08	3,12	3,17	3,22	3,26	130
140	3,31	3,36	3,41	3,45	3,50	3,55	3,60	3,65	3,70	3,75	140
150	3,80	3,85	3,90	3,95	4,00	4,06	4,11	4,16	4,22	4,27	150
160	4,32	4,38	4,43	4,49	4,54	4,60	4,65	4,71	4,77	4,82	160
170	4,88	4,94	5,00	5,05	5,11	5,17	5,23	5,29	5,35	5,41	170
180	5,47	5,53	5,59	5,66	5,72	5,78	5,84	5,91	5,97	6,03	180
190	6,10	6,16	6,23	6,29	6,36	6,42	6,49	6,55	6,62	6,69	190
200	6,75	6,82	6,89	6,96	7,03	7,10	7,17	7,24	7,31	7,38	200
210	7,45	7,52	7,59	7,66	7,73	7,81	7,88	7,95	8,03	8,10	210
220	8,17	8,25	8,32	8,40	8,47	8,55	8,63	8,70	8,78	8,86	220
230	8,95	9,01	9,09	9,17	9,25	9,33	9,41	9,49	9,57	9,65	230
240	9,73	9,81	9,89	9,97	10,05	10,14	10,22	10,30	10,39	10,47	240
250	10,55										250

Čelik St 52

λ	λ + 0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	λ
20	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	1,08	1,09	1,09	1,10	1,11	20
30	1,11	1,12	1,12	1,13	1,14	1,15	1,15	1,16	1,17	1,18	30
40	1,19	1,19	1,20	1,21	1,22	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	40
50	1,28	1,30	1,31	1,32	1,33	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	50
60	1,41	1,43	1,44	1,46	1,48	1,49	1,51	1,53	1,54	1,56	60
70	1,58	1,60	1,62	1,64	1,66	1,68	1,70	1,72	1,74	1,77	70
80	1,79	1,81	1,83	1,86	1,88	1,91	1,93	1,95	1,98	2,01	80
90	2,05	2,10	2,14	2,19	2,24	2,29	2,33	2,38	2,43	2,48	90
100	2,53	2,58	2,64	2,69	2,74	2,79	2,85	2,90	2,95	3,01	100
110	3,06	3,12	3,18	3,23	3,29	3,35	3,41	3,47	3,53	3,59	110
120	3,65	3,71	3,77	3,83	3,89	3,96	4,02	4,09	4,15	4,22	120
130	4,28	4,35	4,41	4,48	4,55	4,62	4,69	4,75	4,82	4,89	130
140	4,96	5,04	5,11	5,18	5,25	5,33	5,40	5,47	5,55	5,62	140
150	5,70	5,78	5,85	5,93	6,01	6,09	6,16	6,24	6,32	6,40	150
160	6,48	6,57	6,65	6,73	6,81	6,90	6,98	7,06	7,15	7,23	160
170	7,32	7,41	7,49	7,58	7,67	7,76	7,85	7,94	8,03	8,12	170
180	8,21	8,30	8,39	8,48	8,58	8,67	8,76	8,86	8,95	9,05	180
190	9,14	9,24	9,34	9,44	9,53	9,63	9,73	9,83	9,93	10,03	190
200	10,13	10,23	10,34	10,44	10,54	10,65	10,75	10,85	10,96	11,06	200
210	11,17	11,28	11,38	11,49	11,60	11,71	11,82	11,93	12,04	12,15	210
220	12,26	12,37	12,48	12,60	12,71	12,82	12,94	13,05	13,17	13,28	220
230	13,40	13,52	13,63	13,75	13,87	13,99	14,11	14,23	14,35	14,47	230
240	14,59	14,71	14,83	14,96	15,08	15,20	15,33	15,45	15,58	15,71	240
250	15,83										250

Međuvrijednosti ne treba uključivati

Za vlačni štap opterećen glavnim silama, uzimajući u obzir i toplinski utjecaj, iznosi naprezanje:

$$\sigma = \frac{\varphi F_g + \psi F_p + F_t}{S_n} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}149)$$

gdje je F_t sila u štapu uslijed toplinskog utjecaja.

Prema DIN 120 Bl. 1, § 16 [61] i prema DIN 1050, § 10 [62] treba pri dimenzioniranju vlačnih štapova uzimati u obzir i naprezanja koja nastaju uslijed spojeva štapova sa znatnom ekscentričnošću. Izuzeci su dopušteni samo za štapove rešetkaste ispune.

Tlačni štapovi

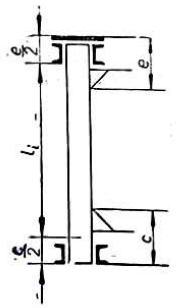
Štapovi opterećeni na tlak proračunavaju se na taj način da se tlačna sila F, koja djeluje u štapu, pomnoži koeficijentom izvijanja ω. S tom se silom ωF štap računa tako kao da je opterećen na vlak, pri čemu se uzima u račun čitav presjek štapa, neoslabljen zakovicama. Za materijale različite čvrstoće i štapove različite vitkosti koeficijent izvijanja ω je različit. Njegove su vrijednosti prema DIN 4114 Bl. 1 [63] navedene u tablici 100-18. Štapove vitkosti $\lambda < 20$ ne treba kontrolirati na izvijanje. Za te je slučajeve prema tome $\omega = 1$. Vitkost štapa $\lambda = l_i / i_{min}$. Sa l_i označena je slobodna dužina izvijanja, a sa i_{min} najmanji radijus tromosti neoslabljenog presjeka štapa:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} \text{ [cm]} \qquad (100\text{-}150)$$

gdje je J_{min} [cm⁴] najmanji moment tromosti neoslabljenog presjeka štapa, a

S [cm²] neoslabljeni presjek štapa.

Za *slobodnu se dužinu izvijanja* l_i obično uzima dužina odgovarajuće linije u mreži rešetkasta nosača. Uz to se pretpostavlja da su krajevi te slobodne dužine osigurani protiv otklona u stranu. Za vertikale koje s poprečnim nosačima ili poprečnim spojnicama čine krut okvir (slika 100-76) uzima se da je slobodna dužina izvijanja l_i, za izvijanje iz



Sl. 100-76

ravnine nosača, jednaka udaljenosti sredina krutih spojeva na krajevima tog vertikalnog štapa. Ako je još neka tačka štapa nosača vezana za neku čvrstu tačku, onda se njegova slobodna dužina izvijanja odgovarajući tome smanji.

Za rešetkaste konstrukcije odabire se slobodna dužina izvijanja dijagonalnih i vertikalnih štapova pri izvijanju iz ravnine nosača tako da je jednaka dužini linije mreže rešetkasta nosača za odgovarajući štap. Pri izvijanju tih štapova u ravnini nosača odabire se njihova slobodna dužina izvijanja tako da je jednaka udaljenosti sredina zakovičnih ili svarenih spojeva na krajevima promatranog štapa. Ta se udaljenost može ustanoviti i procjenom. Kod ukrštenih štapova, od kojih jedan prenosi vlak, a drugi tlak, tačka ukrštavanja smatra se čvrstom tačkom i za izvijanje u ravnini i za izvijanje iz ravnine nosača. To vrijedi uz predpostavku da su oba štapa u tački ukrštavanja međusobno spojena s barem dvije zakovice ili svarom koji tome odgovara. Ako je štap složen od više komada, onda to vrijedi za svaki od njih.

Smatra se da su krajevi slobodne dužine izvijanja zglobno spojeni i vođeni.

Štapovi kojima je vitkost $\lambda > 250$ ne smiju se ugrađivati prema propisima DIN 120.

Centrično opterećenje štapova

Za *jednodjelne štapove* vitkosti λ, koji su centrično opterećeni, mora da bude naprezanje u štapu:

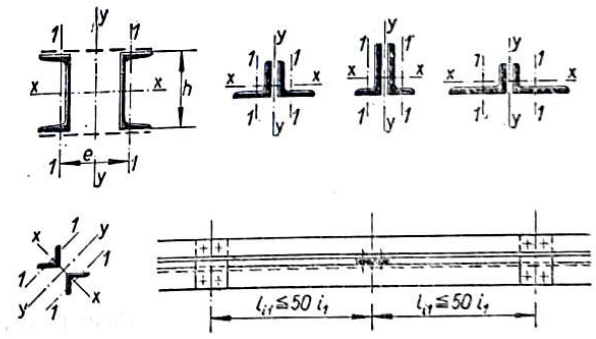
$$\sigma_\omega = \frac{\omega \cdot F}{S} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}151)$$

Koeficijent izvijanja ω odabire se iz tablice 100-18, sila F izračuna se iz izraza $F = \varphi F_g + \psi F_p +$ itd., S u gornjem izrazu označuje neoslabljen presjek štapa, a vrijednosti za dopušteno naprezanje σ_{dop} odabiru se iz tablice 100-17 u rubrici za vlak i savijanje, prema pripadajućem slučaju opterećenja.

Ako su *višedjelni štapovi*, koji su opterećeni na tlak, izvedeni prema propisima DIN 120, kako je to kasnije navedeno u odlomku »Oblikovanje štapova«, onda se oni mogu proračunavati prema ovim pravilima:

Za izvijanje štapa u ravnini $y - y$ treba štap proračunavati kao jednodjelni, opterećen na tlak. Prema tome za presjeke na slici 100-77 i 100-78 treba da bude:

$$\sigma_{\omega x} = \frac{\omega_x \cdot F}{S} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}152)$$

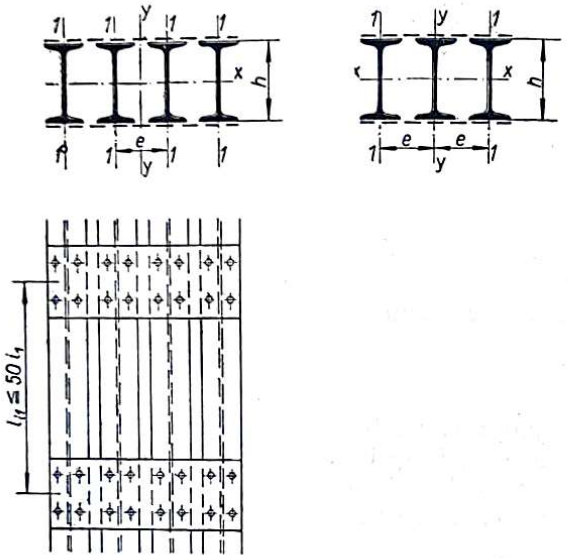


Sl. 100-77

gdje je ω_x koeficijent izvijanja koji se prema vitkosti štapa $\lambda_x = l_{ix}/i_x$ uzima iz tablice 100-18. σ_{dop} znači isto kao u izrazu (100-151).

Pri izvijanju štapa u ravnini $x - x$ (presjeci na slici 100-77, 100-78 i 100-79) štap se računa kao jednodjelan, ali s idealnom vitkošću:

$$\lambda_{yi} = \sqrt{\lambda_y^2 + \frac{m}{2}\lambda_1^2} \qquad (100\text{-}153)$$

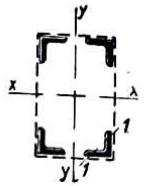


Sl. 100-78

Na osnovu te vitkosti odabere se iz tablice 100-18 koeficijent izvijanja ω_{yi} i provjeri je li:

$$\sigma_{\omega y} = \frac{\omega_{yi} \cdot F}{S} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}154$$

gdje σ_{dop} znači isto kao u izrazu (100-151).



Sl. 100-79

Dvodjelne štapove, kojih je $\lambda_x > \lambda_{y_1}$, nije potrebno provjeravati prema izrazu (100-154) ako je $\lambda_1 \leqq \sqrt{\lambda_x^2 - \lambda_{y_1}^2}$.

Za dvodjelne štapove može se izraz (100-153) napisati ovako: $\lambda_{yi} = \sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2}$, jer je $m = 2$.

U navedenim izrazima pojedine oznake znače:

F [kp] — najveća tlačna sila na čitav štap,

S [cm²] — neoslabljeni presjek čitava štapa,

m [—] — broj profilnih željeza u čitavu štapu,

λ_x [—] — vitkost čitava štapa (tj. kao cjeline) sa slobodnom dužinom izvijanja l_{ix} i s momentom tromosti J_x za os $x - x$,

λ_y [—] — vitkost čitava štapa sa slobodnom dužinom izvijanja l_{iy} i momentom tromosti J_y s obzirom na os $y - y$ prema slici 100-77 i 100-78. Za presjek sa dvije osi, od kojih ni jedna ne prolazi kroz materijal (slika 100-79), treba λ_y odrediti za onu os, s obzirom na koju je moment tromosti manji,

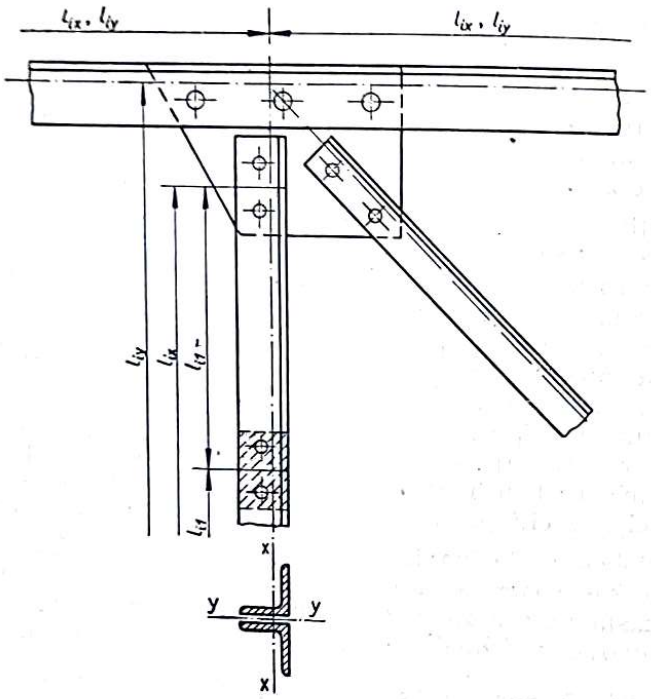
λ_1 [—] — vitkost pojedinog štapa (tj. jednog profilnog željeza od kakvih se sastoji čitav štap) sa slobodnom dužinom izvijanja l_{i1} i momentom tromosti J_1. Za štapove sa jednom osi koja ne prolazi kroz materijal (slika 100-77 i 100-78) računa se moment tromosti J_1 za onu os pojedinog štapa, koja je paralelna sa spomenutom osi, tj. za os $1 - 1$ pojedinog štapa. Za štapove sa dvije osi koje ne prolaze kroz materijal (slika 100-79) računa se J_1 za onu os pojedinog štapa, za koju je moment tromosti najmanji. Ako je štap sastavljen od pojedinih štapova različitih presjeka, onda se računa sa λ_1 onog profilnog željeza, čiji presjek ima najmanji moment tromosti J_1,

l_{i1} — slobodna dužina izvijanja pojedinog štapa. Za štapove rešetkaste ispune ta je dužina jednaka dužini osi mreže rešetkasta nosača za odgovarajući štap, a za štapove s veznim limovima razmaku sredina tih veznih limova (slika 100-80).

Oblikovanje štapova. Vitkost svakog pojedinog štapa u čitavom štapu smije iznositi najviše 50. Ukoliko su potrebni vezni limovi, tj. limovi koji vežu pojedina profilna željeza u jedinstvenu cjelinu, odnosno višedjelan štap, oni moraju da budu smješteni na trećinama dužine štapa i na njegovim krajevima. Višedjelni tlačni štapovi s rešetkastom ispunom moraju na krajevima imati vezne limove. Dvodjelni štapovi sastavljeni od kutnika koji su spojeni na zajednički čvorni lim ne trebaju da imaju na svojim krajevima vezne limove. Na štapovima s presjekom prikazanim na slici 100-77c smiju vezni limovi biti smješteni naizmjenično, kao na spomenutoj slici.

Svaki vezni lim mora da bude pričvršćen s najmanje dvije zakovice na svaki pojedini štap višedjelnog štapa. Na svakom od tih spojeva, koji se nalaze na kraju štapa, treba staviti jednu zakovicu više nego kod veznih limova u srednjem dijelu štapa. Za pričvršćivanje veznih limova i rešetkaste ispune mogu se upotrijebiti vijci samo tamo, gdje se iz prorezvodnih razloga ne mogu upotrijebiti zakovice. Ti vijci moraju tada biti prilagođeni vijci.

Razmak e između težišta dvaju presjeka pojedinih štapova dvodjelnog štapa (slika 100-77), odnosno kod trodjelnih štapova ili višedjelnih najveći razmak e, obično ne treba da bude veći od visine presjeka štapa h u smjeru osi $y-y$, koja ne prolazi kroz materijal. Ako je iznimno taj razmak ipak veći, onda naprezanja u veznim limovima ili rešetkastim ispunama i njihovim pričvršćenjima ne smiju da budu veća od 0,8 σ_{dop}, gdje je σ_{dop} inače dopušteno naprezanje za te dijelove.



Sl. 100-80

Ekscentrično opterećeni tlačni štapovi

Simetrični presjeci. Za štapove koji su jako ekscentrički opterećeni tlačnom silom $F = \varphi F_g + \psi F_n +$ itd., ili ako su osim ekscentričnim tlakom F opterećeni i momentom savijanja $M_x = \varphi M_{gx} + \psi M_{px}$ itd. i $M_y = \varphi M_{gy} + \psi M_{py} +$ itd., treba pokazati da je naprezanje u njihovim krajnjim vlaknima σ_ω koje je izračunato iz približne formule koja slijedi, manje od dopuštenog naprezanja. Mora da bude:

$$\sigma_\omega = \frac{\omega F}{S} - \frac{M_x}{W_x} - \frac{M_y}{W_y} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}155)$$

Negativan je predznak kod momenata zbog toga što je sila F tlačna sila. Prema tome se sve vrijednosti zbrajaju.

U gornjem izrazu znači:

ω [—] najveći koeficijent izvijanja,
M_x [kp cm] moment savijanja oko osi x—x,
M_y [kp cm] moment savijanja oko osi y—y,
W_x [cm³] moment otpora s obzirom na os $x-x$,
W_y [cm³] moment otpora s obzirom na os $y-y$.

Umjesto W treba uvrstiti W_n oslabljenog presjeka, ako je:

$$\frac{\omega F}{S} < \left(\frac{M_x}{W_{nx}} + \frac{M_y}{W_{ny}} \right) \qquad (100\text{-}156)$$

Momenti savijanja M i momenti otpora (s odbijenim rupama za zakovice) W ovdje se odnose na osi neoslabljena presjeka.

Nesimetrični presjeci. Za krajnja vlakna presjeka može se pretpostaviti da se ukupno naprezanje sastoji od najvećeg naprezanja na izvijanje i od naprezanja na savijanje. Tako je npr. maksimalno naprezanje u tački *1* presjeka prikazanog na slici 100-81 pri izvijanju u ravnini y:

$$\sigma_1 = \omega_x \frac{F}{S} - \frac{M}{J_x} e_1 \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}157)$$

a u tački *2* pri izvijanju u ravnini x:

$$\sigma_2 = \omega_y \frac{F}{S} - \frac{M}{J_x} a \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}158)$$

U navedenim je izrazima negativan predznak zbog toga što se radi o tlaku, pa se zato, dakako, veličine zbrajaju. Sile F i momente M treba izračunati pomoću faktora izjednačenja ψ i faktora trešnje φ.

Sl. 100-81 Nesimetrični presjek štapa.

Izmjenično naprezanje

Mijenja li naprezanje izazvano stalnim i pomičnim opterećenjem pri promjeni položaja pomičnog opterećenja svoj predznak (tj. prelazi li npr. iz tlačnog u vlačno naprezanje i obratno) ovo se izmjenično naprezanje označuje sa σ_I i određuje na ovaj način:

za štapove rešetkaste konstrukcije $\sigma_I = \frac{\gamma \cdot max\, F_I}{S_a}$ (100-159)

za nosače opterećene na savijanje $\sigma_I = \frac{\gamma \cdot max\, M_I}{W_n}$ (100-160)

U navedenim izrazima znači:

$max\ F_I$ [kp] i $max\ M_I$ [kp cm] brojčano najveću, a $min\ F_I$ i $min\ M_I$ brojčano najmanju vrijednost sile u štapu, odnosno momenta uslijed stalnog opterećenja, uzimajući u obzir faktor trešnje φ, i uslijed pomičnog opterećenja, uzimajući u obzir faktor izjednačenja ψ.

γ [—] faktor izmjeničnog naprezanja koji ovisi o odnosu $\frac{min F_I}{max F_I}$ ili $\frac{min M_I}{max M_I}$. Za različite veličine tih odnosa navedene su u tablici 100-19 vrijednosti faktora γ.

$S_a = S_n$ [cm²] ako je $max\ F_I$ tlačna sila.

$S_a = S + (S - S_n)\frac{min F_I}{max F_I}$ [cm²] ako je $max\ F_I$ tlačna sila.

Ovdje se vlačne sile uvrštavaju uvijek s predznakom +, a tlačne sile s predznakom —.

S [cm²] je presjek neoslabljena štapa (bez odbijanja rupa za zakovice),

S_n [cm²] je presjek oslabljen rupama (koristan presjek),

W_n [cm³] je moment otpora presjeka oslabljen rupama.

Tablica 100-19 — Vrijednost faktora γ kojim se uzima u obzir izmjenično naprezanje

$\frac{min F_I}{max F_I}$ ili $\frac{min M_I}{max M_I}$	St 00.12 čelik trgov. kvaliteta St 37.12	St 52
1,0	1,30	1,944
0,9	1,27	1,850
0,8	1,24	1,755
0,7	1,21	1,661
0,6	1,18	1,566
0,5	1,15	1,472
0,4	1,12	1,378
0,3	1,09	1,283
0,2	1,06	1,189
0,1	1,03	1,094
0	1,00	1,000

Pri proračunu spojeva i stičnih veza, u kojima naprezanja mogu mijenjati svoj predznak, treba postupati kako je gore navedeno.

Umjesto računanja sa σ_I pomoću faktora γ može se računati i na jednostavniji način s naprezanjem σ_I i to ovako:

za štapove rešetkastog nosača:

$$\sigma_I' = \frac{max\, F}{S_n} + \frac{min F}{S} \quad (100\text{-}161)$$

za punostjene nosače napregnute na savijanje:

$$\sigma_I' = \frac{max\, M + min\, M}{W_n} \quad (100\text{-}162)$$

gdje je

$max\ F$ [kp] najveća vlačna sila koja djeluje u presjeku,

$min\ F$ [kp] najveća tlačna sila,

$max\ M$ [kp cm] najveći pozitivni moment savijanja,

$min\ M$ [kp cm] najveći negativni moment savijanja.

Sile i momenti uslijed stalnog opterećenja moraju se odrediti pomoću faktora trešnje φ, a sile i momenti izazvani pomičnim opterećenjem pomoću faktora izjednačenja ψ.

Sve vrijednosti, bez obzira na njihov stvaran predznak, treba uvrštavati s predznakom +. Prema tome se zbraja najveće naprezanje na vlak s najvećim naprezanjem na tlak.

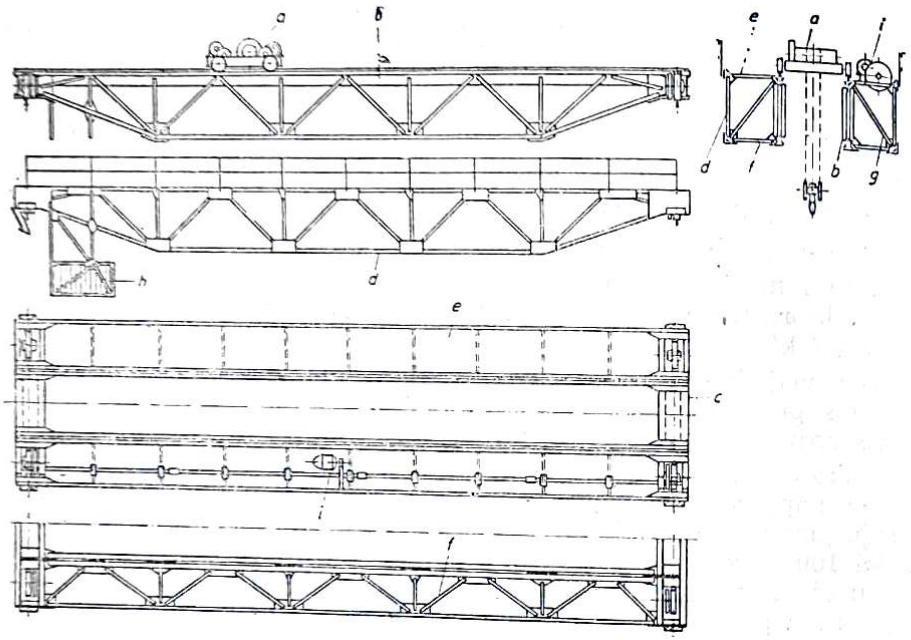
Tako određena naprezanja σ_I i σ_I' ne smiju sama za sebe, a niti zajedno s naprezanjima koja nastaju uslijed djelovanja topline, ako se ona moraju uzeti u obzir, biti veća od dopuštenih naprezanja navedenih u tablici 100-17 za slučaj opterećenja 1. U oba ova načina računanja nije uzet u obzir koeficijent izvijanja ω. Međutim kontrolu štapova na izvijanje treba provesti na način kako je to ranije izneseno. To znači da se svaki štap opterećen na tlak mora još posebno proračunati i na izvijanje. Za štapove relativno velike vitkosti obično će biti mjerodavno naprezanje na izvijanje.

Budući da pomično opterećenje može izazvati promjenu predznaka ukupnom naprezanju nastalom uslijed stalnog i pomičnog opterećenja, izmjenična su naprezanja granika dosta česta. Da bi se naročito loš utjecaj izmjeničnih naprezanja na trajnost materijala uzeo u obzir, nije dovoljno uzimati u obzir samo faktor izjednačenja ψ pri pomičnom opterećenju i faktor trešnje φ pri stalnom opterećenju.

131 MOSNI GRANIK

Mostovi granika male nosivosti obično se izvode sa jednim glavnim nosačem. Mostovi granika sa dva glavna nosača predstavljaju tipičan oblik mosta granika. Takav je most prikazan na slici 100-82. Na glavnim nosačima smještene su tračnice po kojima se kreće vitao granika. Krajevi glavnih nosača kruto su vezani na poprečne nosače, u kojima su smješteni vozni točkovi granika. Obično je samo polovica tih točkova vezana na prigonski uređaj za vožnju. To su pogonski točkovi, a ostali su slobodni točkovi granika. Kod granika veće nosivosti i većih brzina

ima most granika horizontalan vez kojega sa jedne strane nosi glavni, a sa druge pomoćni nosač. Ta horizontalna rešetka treba da preuzme sile koje nastaju uslijed ubrzavanja i usporenja granika. Osim toga ona nosi mosnicu i tako čini s ogradom granika hodnik granika. Mosnica je obično izvedena kao perforiran lim, da ne bi oduzimala suviše svjetla koje dopire odozgo u radionicu. Hodnik omogućuje pristup vitlu i prigonskom uređaju za vožnju mosta.

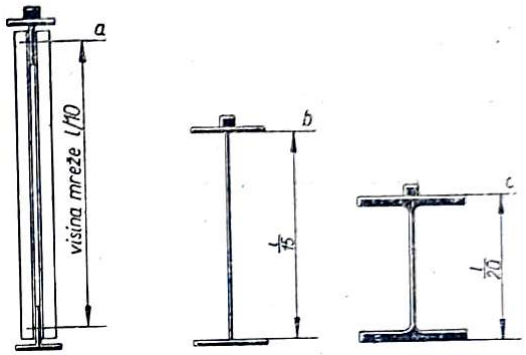


Sl. 100-82 Most granika [53].
a - vitao, *b* - glavni nosač, *c* - poprečni nosač, *d* - pomoćni nosač, *e* - hodnik (ili gornji vjetrovni vez), *f* - donji vjetrovni vez, *g* - poprečni vez, *h* - kabina upravljača granika, *i* - prigonski uredaj za vožnju granika.

Prema nosivosti granika i njegovu rasponu odabiru se različite vrsti glavnih nosača mosta. Glavni se nosači izvode kao valjani, punostjeni i rešetkasti nosači.

U primjeni dostiže ukupna visina valjanih nosača u prosjeku 1/20 raspona granika, što je mala visina. Budući da mala visina glavnog nosača granika omogućava veću visinu dizanja pri datoj visini zgrade ili manju visinu zgrade pri toj visini dizanja, ta je vrsta nosača u tom pogledu u prednosti pred ostalim vrstama. Prednost je i u tome što se takvi glavni nosači mogu veoma lako i jednostavno proizvesti. Visina punostjenih nosača veća je, iako se može svesti do na 1/15 raspona granika. Najveću visinu imaju rešetkasti nosači. Visina mreže (razmak težišnice pojasnih štapova) rešetkastih nosača za najpovoljnije se odnose kreće od 1/10 do 1/12 raspona granika. Visine spomenutih nosača, svedene na isti raspon, prikazane su na slici 100-83. Za granike velikih opterećenja i srednjih raspona nisu prikladni rešetkasti nosači, jer takvi bi imali velike

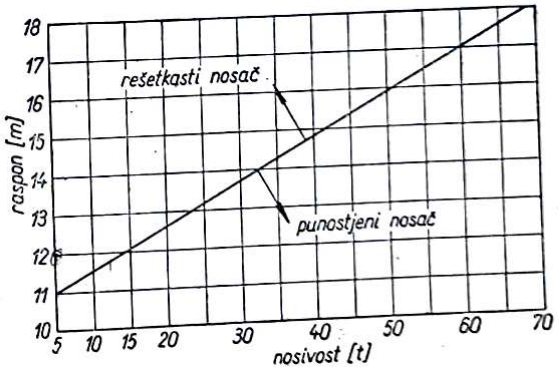
čvorne limove koji bi suviše ispunili nosač. Takav bi nosač bio samo neznatno lakši od punostjenog, a izrada mu je kudikamo kompliciranija od izrade punostjenih nosača zbog velikog broja komada od kojih se sastoji. U takvim su slučajevima prema tome prikladniji punostjeni nosači. Granica između punostjenog i rešetkastog nosača, u ovisnosti o nosivosti i rasponu granika, prikazana je na slici 100-84.



Sl. 100-83 *a* - rešetkasti nosač, *b* - punostjeni nosač, *c* - valjani nosač.

Valjani nosači

Za glavne nosače mosta granika, ukoliko se primjenjuju valjani nosači, odabiru se obično valjana I željeza. Izrada glavnih nosača od valjanih profila jednostavna je i jeftina. Zbog toga se valjani nosači primje-

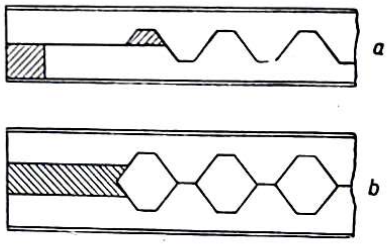


Sl. 100-84 [54].

njuju svuda gdjegod je moguće, iako im je težina razmjerno velika. Za raspone veće od 12 m, ili čak od 10 m, oni nisu baš prikladni zbog njihovih prevelikih progiba. Zbog malog otpornog momenta njihovih presjeka ne mogu se upotrebljavati za velike terete ni za srednje raspone. »I« željeza se valjaju do visine 1 m.

Da bi se progib valjanih nosača smanjio i sveo na određene progibe za granike, odabiru se za glavne nosače viši, prema tome i teži nosači nego što bi to iziskivalo naprezanje uslijed njihova opterećenja. Zbog te velike težine valjani su nosači naročito neprikladni za jako iskorištene granike, velikih brzina vožnje.

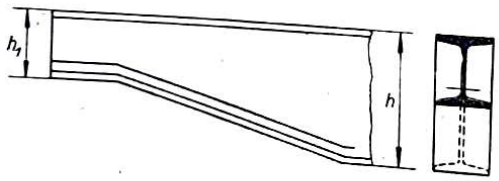
Mali progib pri razmjerno malim opterećenjima postiže se na zgodan način primjenom tzv. lomljenih nosača. Ti se nosači izrađuju tako da se valjani nosač razreže autogenim rezanjem na dva dijela, kako je prikazano na slici 100-85a, a ta se dva dijela zatim svare u jedan nosač veće visine, kako je prikazano pod *b* na istoj slici. Škodovy závody već oko 20 godina upotrebljavaju takve nosače.



Sl. 100-85 [66].

Proračun valjanog nosača

Valjani nosač mosta granika obično se proračuna samo na savijanje. Pri tom se proračunu uzima u obzir i dopušteni progib nosača. Ako valjanom nosaču mosta granika nije njegova visina na krajevima smanjena onako kako je prikazano na slici 100-86, onda se takav nosač ne proračunava na smik zbog poprečne sile. Normalno je da je valjani nosač jednostavno odrezan na određenu dužinu i da mu se visina na krajevima ne smanjuje.



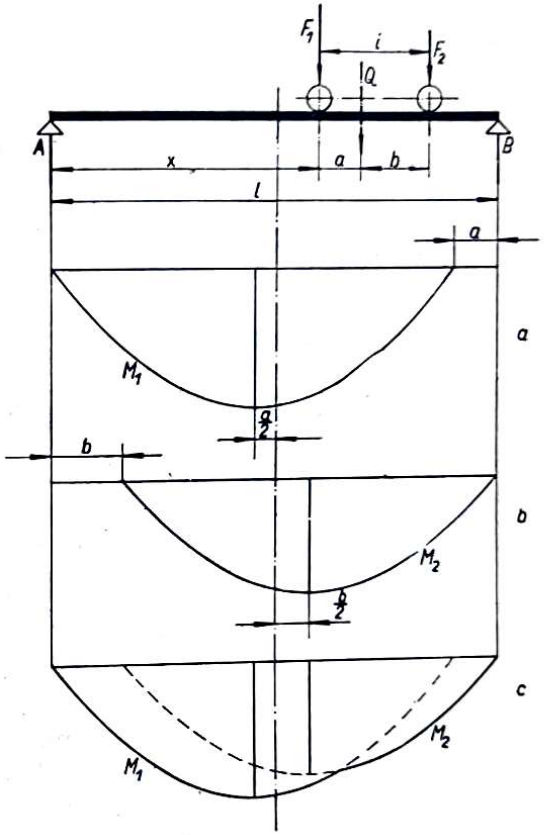
Sl. 100-86

Pomično opterećenje glavnog nosača mosta granika djeluje obično na dva mjesta, kojima je međusobna udaljenost jednaka odstojanju vozних točkova vitla granika. U velikom broju slučajeva takav način opterećenja postoji i onda kada most granika ima samo jedan glavni nosač.

Uzmimo da je pomično opterećenje glavnog nosača Q razdijeljeno na točkove vitla tako, da je pritisak točka F_1 veći od pritiska točka F_2. U tom je slučaju rezultanta tih dvaju sila, $Q = F_1 + F_2$, bliža sili F_1.

Njenu udaljenost od sile F_1 označimo sa a, a od sile F_2 sa b. Udaljenost $a < b$. Ako se radi o mostu granika sa jednim nosačem, onda Q označuje težinu tereta i težinu vitla s elementima za zahvatanje tereta. Kad most granika ima dva glavna nosača, taj Q označuje onaj dio navedenog tereta koji otpada na jedan od promatranih glavnih nosača. To je obično polovica navedenih težina.

Ako je položaj vitla takav da je prvi točak udaljen za x od oslonca A, kako je prikazano na slici 100-87, može se moment savijanja ispod prvog točka izračunati na ovaj način:



Sl. 100-87

Veličina reakcije oslonca:

$$A = \frac{Q}{l}(l - x - a) \qquad (100\text{-}163)$$

Moment savijanja M_1 ispod prvog točka je:

$$M_1 = Ax = \frac{Q \cdot x}{l}(l - x - a) = \frac{Q}{l}(lx - x^2 - ax) \qquad (100\text{-}164)$$

Maksimalnu vrijednost momenta M_1 može se naći kad se postavi:

$$\frac{dM_1}{dx} = 0$$

Prema tome je: $l - 2x - a = 0$

a: $$x = \frac{l}{2} - \frac{a}{2}$$

Uvrštavajući ovu vrijednost za x u izraz za moment savijanja M_1 dobije se:

$$max\, M_1 = \frac{Q \cdot x}{l}(l - x - a) = \frac{Q}{l}\left(\frac{l}{2} - \frac{a}{2}\right)\left(l - \frac{l}{2} + \frac{a}{2} - a\right)$$

$$max\, M_1 = \frac{Q}{l}\left(\frac{l}{2} - \frac{a}{2}\right)^2 = \frac{Q}{4l}(l-a)^2 \qquad (100\text{-}165)$$

Iz izraza (100-164) vidi se, da je tok krivulje M_1, koja označuje veličinu momenta savijanja ispod prvog točka, dan parabolom. Veličina momenta savijanja $M_1 = 0$ kad je:

$x = 0$

i kad je: $l - x - a = 0$, odnosno $x = l - a$.

Ova parabola dužine $(l - a)$ prikazana je na slici 100-87a. Maksimalna je vrijednost momenta savijanja M_1 udaljena od sredine nosača za veličinu $\frac{a}{2}$.

Slično navedenom, tok krivulje momenata savijanja ispod drugog točka dan je parabolom označenom sa M_2 na slici 100-87b.

Veličina momenta savijanja ispod drugog točka, ako se udaljenost tog točka, odnosno sile F_2 od oslonca B označi sa x, iznosi:

$$M_2 = Bx = \frac{Q \cdot x}{l}(l - x - b) \qquad (100\text{-}166)$$

Do maksimalne vrijednosti momenta M_2 dolazi se na isti način kao što se je došlo do maksimalne vrijednosti momenta M_1 navedene u izrazu (100-165). Ona prema tome iznosi:

$$max\, M_2 = \frac{Q}{4l}(l - b)^2 \qquad (100\text{-}167)$$

Ta je maksimalna vrijednost $max\, M_2$ parabole M_2, kojoj je dužina $(l - b)$, udaljena za $b/2$ od sredine nosača.

Potpun tok maksimalnih momenata savijanja, koji naprežu nosač pri gibanju vitla na pojedinim mjestima nosača pod odgovarajućim točkom vitla, dan je puno izvučenom crtom na donjoj skici slike 100-87.

Budući da valjani nosač ima uzduž čitave svoje dužine isti moment otpora presjeka, dovoljno je odrediti samo maksimalnu vrijednost spomenutih momenata savijanja. Do te maksimalne vrijednosti dolazi kad

točak s većim opterećenjem dođe na mjesto koje se nalazi za $a/2$ ulijevo od sredine nosača.

Veoma često biva da je $F_1 = F_2 = F = \frac{Q}{2}$. U tom je slučaju i $a = b = \frac{i}{2}$, a oblik izrazâ za moment savijanja M_1 ispod prvog točka i za maksimalnu vrijednost toga momenta je:

$$M_1 = \frac{Q \cdot x}{l}\left(l - x - \frac{i}{2}\right) \qquad (100\text{-}168)$$

$$max\, M_1 = \frac{Q}{4l}\left(l - \frac{i}{2}\right)^2 \qquad (100\text{-}169)$$

$$max\, M_1 = \frac{F}{2l}\left(l - \frac{i}{2}\right)^2 \qquad (100\text{-}170)$$

Veličina momenta M_1 bit će jednaka nuli kad je:

$$x = 0 \text{ i kad je } x = l - \frac{i}{2}$$

Do maksimalne vrijednosti toga momenta doći će kad lijevi točak dođe na mjesto koje se nalazi za $i/4$ ulijevo od sredine nosača. Maksimalna vrijednost momenta M_2, tj. momenta savijanja ispod desnog točka, pojavljuje se kad taj točak dođe na mjesto koje se nalazi za $i/4$ udesno od sredine nosača, kako je prikazano na slici 100-88a.

Na istoj je slici pod b prikazana momentna linija uslijed vlastite težine nosača. To je parabola. Maksimalni moment savijanja uslijed vlastite težine nosača u sredini je nosača i iznosi:

$$M_g = \frac{g\,l^2}{8} = \frac{G\,l}{8} \qquad (100\text{-}171)$$

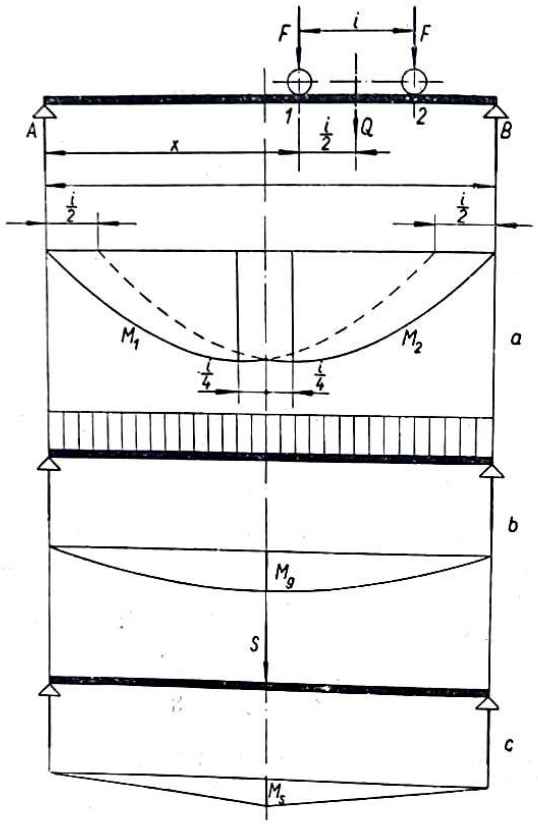
gdje je g vlastita težina nosača po metru njegove dužine, a $G = g \cdot l$ ukupna vlastita težina nosača. U vlastitu težinu nosača obično se ubraja i opterećenje nosača težinom drugih dijelova granika, koja je jednoliko ili približno jednoliko porazdijeljena uzduž nosača. Među takve dijelove granika spada hodnik granika, prigonski uređaj za vožnju i tome slično. Ako je hodnik granika oslonjen i na pomoćni nosač, onda se opterećenje uslijed težine hodnika podijeli jednako na glavni i pomoćni nosač, a opterećenje uslijed težine prigonskog uređaja u obrnutom odnosu s udaljenostima tog uređaja do glavnog, odnosno pomoćnog nosača.

Ako je težina prigonskog motora uređaja za vožnju s pripadajućim reduktorom, spojkom i kočnicom tako velika da se ne bi mogla bez velike greške uvrstiti u vlastitu težinu, kako je to gore navedeno, onda se onaj dio težine koji otpada na glavni nosač pri proračunu nosača uzima kao njegovo koncentrirano opterećenje. Ako je taj motor, kao što je to

obično, smješten u sredini granika, onda maksimalni moment savijanja uslijed tog opterećenja, kojed označimo sa S 2, iznosi:

$$M_s = \frac{S \cdot l}{2 \cdot 4} \qquad (100\text{-}172)$$

Sa S je označena težina motora, reduktora, spojke i kočnice, a sa $S/2$ onaj dio te težine koji otpada na glavni nosač. Ima granika kojih je nosač opterećen i s više koncentriranih tereta. U tom slučaju treba naći i momentnu liniju uslijed djelovanja svih tih pojedinačnih sila.



Sl. 100-88

S tako određenim momentima savijanja može se izračunati naprezanje na savijanje u nosaču, koje mora da bude manje ili jednako dopuštenom naprezanju. Prema izrazu (100-145) je:

$$\sigma = \frac{\varphi\,(M_g + M_s) + \psi \cdot max\,M_1}{W_{nx}} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}173)$$

U ovom računanju zbrajaju se svi maksimalni momenti savijanja, iako se $max\ M_1$ nalazi nešto izvan sredine nosača. Budući da se ovdje radi o opterećenju glavnim silama, dopušteno se naprezanje odabire iz tablice

100-17 za slučaj opterećenja 1. To znači 1400 kp/cm² za St 37.12, a 2100 kp/cm² za St 52.

Ako se proračun glavnog nosača želi provesti na osnovu glavnih i dodatnih sila, onda se moraju uzeti u obzir još i sile zaustavljanja pri vožnji, osim gore navedenih glavnih sila. Ukoliko se granik ne nalazi na otvorenom prostoru, ne uzima se u obzir djelovanje vjetra, tj. pritisak vjetra.

Sile zaustavljanja pri vožnji uzimaju se u obzir na ovaj način:

Pri oštrom kočenju mosta granika vitao, smješten približno u sredini mosta, prisloni se grebenima svojih točkova o tračnicu i tako maksimalno savija glavni nosač mosta granika u vodoravnom smjeru. Što je usporenje pri kočenju veće, to je veći i moment savijanja. Do najvećeg momenta savijanja dolazi pri najvećem mogućem usporenju. Prema DIN 120 uzima se da najveća sila zaustavljanja iznosi 1/7 pritiska koji otpada na sve kočene točkove. Drugim riječima, maksimalni koeficijent odupiranja pri kočenju između točkova i tračnica $\psi_{k\,max} = 1/7$.

Do maksimalnog usporenja a dolazi se ako se sila usporenja izjednači sa silom odupiranja, tj. s maksimalnom silom zaustavljanja na obodu točka. To se može izraziti sa:

$$\frac{G}{g} \cdot a = \frac{G}{2} \cdot \psi_{k\,max} = \frac{G}{2} \cdot \frac{1}{7} \qquad (100\text{-}174)$$

$$a = \frac{g}{14}\,[\mathrm{m/s^2}] \qquad (100\text{-}175)$$

Sa G je označena težina mosta granika, vitla i tereta. Ta je težina dijeljena sa 2 jer je samo polovina točkova kočena, a uzeto je da je težina jednako razdijeljena na točkove.

Budući da se i vitao s teretom zaustavlja s istim usporenjem a, dolazi do vodoravne sile koja savija glavni nosač. Uzmimo da na mostu granika sa dva glavna nosača Q označuje onaj dio težine vitla s teretom koji otpada na jedan glavni nosač. To je obično polovica navedenih težina. Prema tome spomenuta vodoravna sila iznosi:

$$\frac{Q}{g} \cdot a = \frac{Q}{g} \cdot \frac{g}{14} = \frac{Q}{14} \qquad (100\text{-}176)$$

Vodoravni moment savijanja iznosi prema izrazu (100-169):

$$max\ M_1' = \frac{1}{14}\,\frac{Q}{4l}\left(l - \frac{i}{2}\right)^2 = \frac{1}{14} \cdot max\,M_1 \qquad (100\text{-}177)$$

Analogno tome iznosi vodoravni moment savijanja uslijed vlastite težine glavnog nosača:

$$M_g' = \frac{1}{14} \cdot \frac{g \cdot l^2}{8} \qquad (100\text{-}178)$$

gdje se u vlastitu težinu nosača po metru dužine nosača g ubrajaju i težine drugih dijelova granika, kako je to navedeno uz izraz (100-171).

Vodoravni moment savijanja uslijed koncentriranog opterećenja iznosi:

$$M_s' = \frac{1}{14} \cdot \frac{S \cdot l}{4} \qquad (100\text{-}179)$$

gdje je sa S označena težina motora, reduktora, spojke i kočnice prigonskog uređaja za vožnju granika.

S tako određenim momentima savijanja može se izračunati naprezanje na savijanje u nosaču, koje mora da bude manje ili jednako dopuštenom naprezanju:

$$\sigma = \frac{\varphi (M_g + M_t) + \psi \cdot max\, M_1}{W_{nx}} + \frac{M_g' + M_s' + max\, M_1'}{W_{ny}} \leqq \sigma_{aop} \qquad (100\text{-}180)$$

Naprezanja izražena prvim i drugim članom izraza (100-180) odnose se na istu tačku presjeka, i to na onu u kojoj je ukupno naprezanje najnepovoljnije. Ako je gornja prirubnica valjanog nosača u vodoravnom smjeru ukrućena nosačem hodnika, onda taj nosač preuzima spomenute sile zaustavljanja. Za uobičajene konstrukcije mosta granika s valjanim glavnim nosačima gornja je prirubnica tih nosača slobodna, pa se moment otpora W_{ny} odnosi samo na presjek glavnog nosača.

Budući da je izrazom (100-180) određeno ukupno naprezanje uslijed glavnih i dodatnih sila, dopušteno se naprezanje odabire iz tablice 100-17 za slučaj opterećenja 2. To znači 1600 kp/cm² za St 37.12, a 2400 kp/cm² za St 52.

Kad bi se valjani nosači računali sa spomenutim dopuštenim naprezanjima, onda bi njihov *progib* bio veoma velik. Za most granika nije dobro da mu je progib velik. Nosači s prevelikim progibom previše titraju, naročito na granicima sa živim pogonom i velikim brzinama dizanja. Ovakva titranja u eksploataciji granika veoma smetaju, npr. pri izvođenju preciznih montažnih radova. Na zakivanim nosačima mosta granika ti su titraji i uzrokom popuštanju zakovica. Zbog toga ne smije maksimalni progib nosača mosta granika da bude veći od:

$$y = \left(\frac{1}{750} \text{ do } \frac{1}{1000}\right) l \qquad (100\text{-}181)$$

gdje je l raspon granika. Za granike sa ručnim pogonom može se odabirati progib i do 1/500 raspona granika.

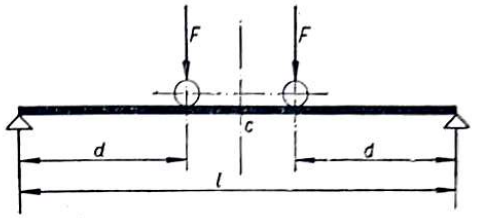
Maksimalni se progib nosača obično računa samo približno. Uzima se da pomično opterećenje Q djeluje u sredini nosača, a da je vlastita težina nosača jednoliko razdijeljena uzduž nosača. U vlastitu težinu G ubrajaju se i težine ostalih dijelova granika, kako je već spomenuto uz izraz (100-171), a u težinu pomičnog tereta Q težine većih dijelova granika koji su smješteni u sredini nosača, što može biti npr. motor prigonskog uređaja za vožnju granika.

Prema tome progib u sredini nosača iznosi:

$$y = \frac{Q \cdot l^3}{48\, EJ} + \frac{5\, G \cdot l^3}{384\, EJ} = \frac{l^3}{48\, EJ}\left(Q + \frac{5\, G}{8}\right) \qquad (100\text{-}182)$$

[64]. Progib nosača uslijed pomičnog tereta za slučaj dviju sila F koje su simetrično smještene u sredini nosača, kako je prikazano na slici 100-89, može se izračunati sa zadovoljavajućom tačnošću na ovaj način [65]:

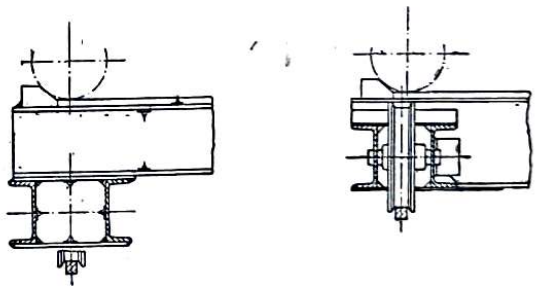
$$y_c = \frac{F \cdot d\,(3\, l^2 - 4\, d^2)}{24\, EJ} \qquad (100\text{-}183)$$



Sl. 100-89

Pri proračunu valjanih nosača može se postupiti i na taj način da se na osnovu izraza za progib izračuna potreban moment tromosti presjeka nosača J_{potr}, tako da se za y uvrsti dopušteni progib. Na osnovu ovako izračunatog potrebnog momenta tromosti odabere se presjek valjanog nosača s najbližim većim momentom tromosti J_x. Prema zadanom opterećenju sada se izračunaju naprezanja u nosaču.

Jedan od važnijih konstrukcionih detalja vezanih na glavni nosač je spoj toga nosača s poprečnim nosačem granika. Na slici 100-90 prikazana su dva dobra konstrukciona rješenja toga spoja.



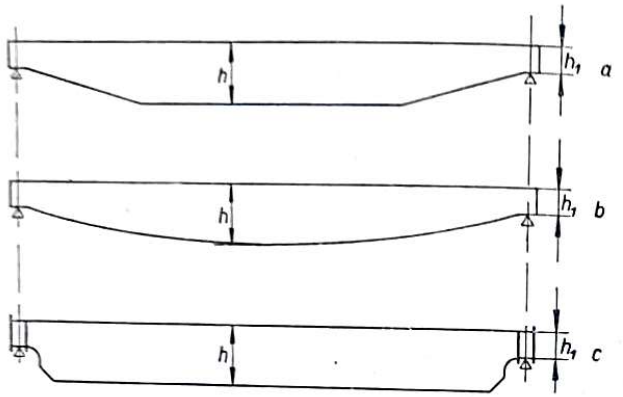
Sl. 100-90 Spoj valjanog glavnog nosača s poprečnim nosačem mosta granika.

Punostjeni nosači

U slučajevima u kojima više nije prikladan valjani nosač kao glavni nosač mosta granika, mogu se upotrijebiti punostjeni nosači. To dolazi u obzir kad se npr. radi o rasponu granika većem od 12, odnosno 16 m, ili kad je zbog ograničenog progiba čvrstoća valjanog nosača veoma malo iskorištena.

Punostjeni nosači izvode se kao zakivani punostjeni nosači i kao svarivani punostjeni nosači. Prednost svarivanih punostjenih nosača pred zakivanim je u tome što su oni za približno 20 do 25% lakši od zakivanih nosača i što je njihova proizvodnja jednostavnija.

Na slici 100-91 prikazani su različiti oblici punostjenih nosača. Prvi od njih, trapezni oblik, najčešće se upotrebljava. Drugi parabolički oblik i treći pravokutni oblik često se upotrebljavaju za kutijaste glavne nosače.



Sl. 100-91 Oblici glavnih nosača mosta granika

Proračun punostjenog zakivanog nosača

Punostjeni zakivani nosač proračunava se na isti način kao valjani nosač. Taj način proračuna valjanog nosača s obzirom na njegovo savijanje uslijed pomičnog opterećenja i vlastite težine izložen je ranije. Progib nosača također se određuje na osnovu istih izraza, tj. 100-182 i 100-183. Većina je punostjenih nosača na krajevima manje visine nego u sredini, pa pri proračunu takvih nosača treba uzeti u račun i naprezanja na smik uslijed poprečnih sila.

Veličina poprečne sile uslijed vlastite težine na udaljenosti x od oslonca A iznosi:

$$T_x' = g\left(\frac{l}{2} - x\right) \qquad (100\text{-}184)$$

Maksimalna veličina te poprečne sile je nad lijevim i desnim osloncem. tj. za $x = 0$ i $x = l$:

$$max\ T' = \pm\frac{g \cdot l}{2} \qquad (100\text{-}185)$$

Tok poprečne sile uslijed vlastite težine prikazan je na slici 100-92a.

Veličina poprečne sile uslijed pomičnog opterećenja na udaljenosti x od oslonca A iznosi:

$$T_x'' = \frac{2F}{l}\left[\left(l - \frac{i}{2}\right) - x\right] \qquad (100\text{-}186)$$

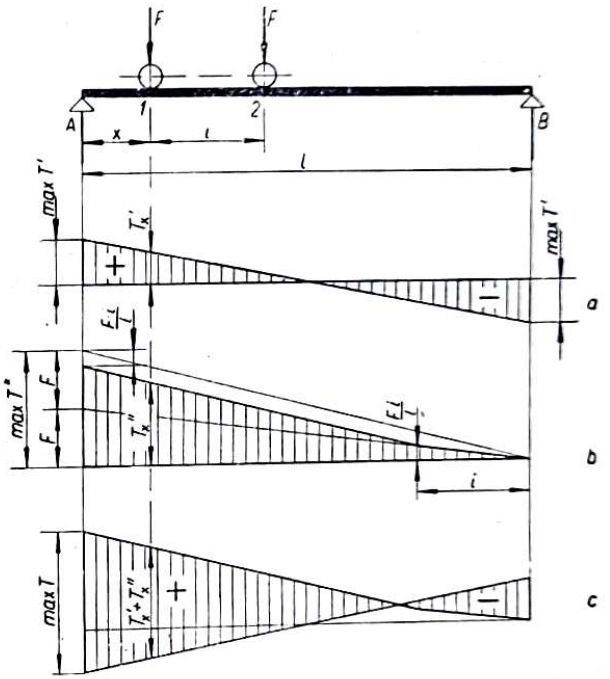
Do navedenog se izraza dolazi tako da se pri kretanju vitla uzima veličina reakcije u osloncu A kao najveću poprečnu silu od oslonca A do ispod prvog točka vitla, tj. do tačke 1 koja je za x udaljena od oslonca A [67] [68] [69].

Maksimalna veličina te poprečne sile je iznad lijevog oslonca, tj. za $x = 0$:

$$max\ T'' = 2F - \frac{F \cdot i}{l} \qquad (100\text{-}187)$$

a veličina poprečne sile za $x = l - i$ je:

$$T''_{(l-i)} = \frac{F \cdot i}{l} \qquad (100\text{-}188)$$



Sl. 100-92

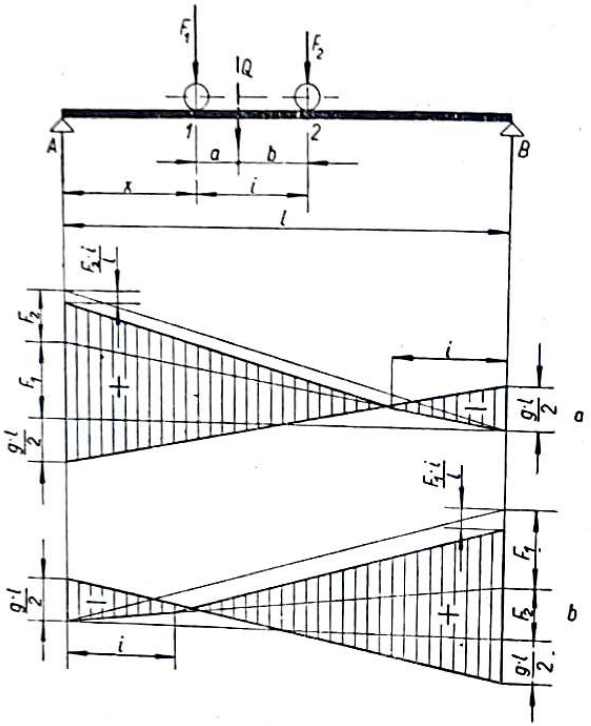
Na osnovu tih vrijednosti može se konstruirati linija poprečnih sila kako je to prikazano na slici 100-92b. Do linije poprečnih sila može se doći i grafički, konstruiranjem A-linije, kako je to tankim linijama prikazano na istoj slici. B-linija bila bi zrcalna slika spomenute A-linije.

Sastavljanjem dijagrama poprečnih sila uslijed vlastite težine s dijagramom poprečnih sila uslijed pomičnog opterećenja dobiva se konačna površina poprečnih sila, kako je prikazana na slici 100-92c, uzimajući u obzir A-liniju. Sa B-linijom dobila bi se zrcalna slika toga prikaza.

Ako su pritisci točkova vitla na glavni nosač mosta granika različiti, npr. da je $F_1 > F_2$, onda se veličina poprečne sile između oslonca A i prvog točka, koji je u danom položaju udaljen za veličinu x od oslonca A, može izraziti:

$$T_x'' = \frac{Q}{l}[(l-a)-x] \qquad (100\text{-}189)$$

gdje je $Q = F_1 + F_2$. Sa a je na slici 100-93 označena udaljenost rezultante Q od sile F_1.



Sl. 100-93

Maksimalna veličina te poprečne sile je iznad lijevog oslonca, tj. za $x = 0$:

$$max\, T'' = \frac{Q}{l}(l-a) = (F_1 + F_2) - \frac{F_2 \cdot i}{l} \qquad (100\text{-}190)$$

a veličina poprečne sile za $x = l - i$ je:

$$T''_{(l-i)} = \frac{F_1 \cdot i}{l} \qquad (100\text{-}191)$$

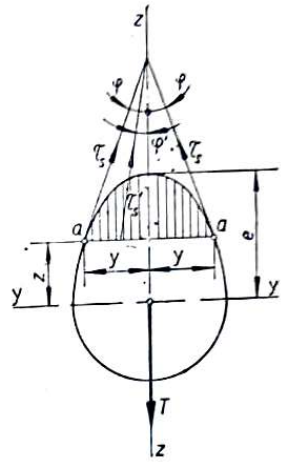
Na osnovu tih vrijednosti nacrtana je linija poprečnih sila uslijed pomičnog opterećenja na slici 100-93a. Spomenutim poprečnim silama na istoj su slici pribrojene i poprečne sile uslijed vlastite težine nosača.

Istim se načinom dolazi i do B-linije, koja je prikazna na slici 100-93b zajedno s linijom poprečnih sila uslijed vlastite težine nosača. Te dvije linije ograničavaju konačnu površinu poprečnih sila.

Naprezanja uslijed poprečnih sila. Budući da je na krajevima nosača poprečna sila najveća, a visina nosača obično najmanja, u blizini se oslonca nosač proračunava na smik uslijed djelovanja poprečne sile.

Naprezanja na smik mogu se odrediti približnim načinom na osnovu izraza:

$$\tau_s = \frac{T}{2y \cdot \cos\varphi} \cdot \frac{S}{J} \qquad (100\text{-}192)$$



Sl. 100-94

Sa τ_s je označeno naprezanje na smik u tačkama a proizvoljnog presjeka, koji je simetričan s obzirom na pravac djelovanja poprečne sile T. Tačke a nalaze se na obodu presjeka, udaljene od osi z—z za y, a od osi y—y za z. Obje ove osi prolaze težištem presjeka. Kut φ zatvara tangenta na obod presjeka u tački a sa osi z—z. J označuje moment tromosti čitava presjeka s obzirom na os y—y. Statički moment iscrtkane plohe toga presjeka, koja leži između udaljenosti z i e kako je prikazano na slici 100-94, iznosi:

$$S = \int_z^e 2\,y\,z\,dz \qquad (100\text{-}193)$$

Budući da u obzir dolaze takvi presjeci kojima je linija obrisa jednim dijelom okomita na spomenutu os simetrije, a drugim dijelom paralelna s tom osi, to za tačke koje leže na ovim posljednjim linijama obrisa presjeka za koje je $\varphi = 0$, a $\cos\varphi = 1$, oblik izraza (100-192) izgleda ovako:

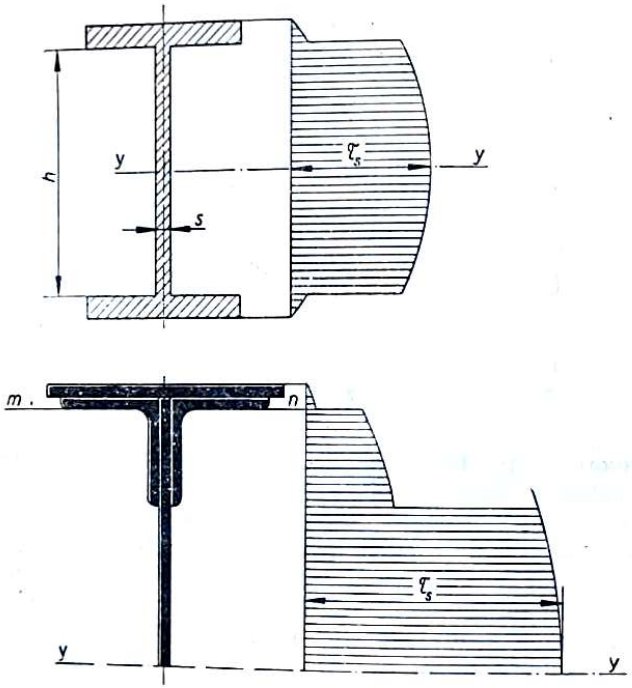
$$\tau_s = \frac{T}{2y} \cdot \frac{S}{J} \qquad (100\text{-}194)$$

Na osnovu tog izraza može se doći do naprezanja na smik za neki I presjek. Tok veličine tih naprezanja prikazan je na slici 100-95 [70]. Za vertikalni lim toga presjeka je $2y=s$.

Sa zadovoljavajućom tačnošću može se izračunati naprezanje na smik u sredini presjeka, tj. na osi y—y, pomoću izraza:

$$\tau_s = \frac{T}{h \cdot s} \qquad (100\text{-}195)$$

gdje je h visina vertikalnog lima nosača, a s debljina toga lima. Upotrebljavajući taj izraz smatra se da prirubnice nosača ne nose ništa i da su naprezanja na smik jednoliko raspodijeljena uzduž visine vertikalnog lima. Veličina tako dobivenih naprezanja manja je od naprezanja koje se izračuna iz izraza (100-194) [71].



Sl. 100-95

Momenti su savijanja u blizini sredine nosača najveći, a veličine poprečnih sila najmanje, pa su zbog toga u srednjem dijelu nosača mjerodavna naprezanja na savijanje. Prema krajevima nosača opadaju momenti savijanja do na nulu, a obrnuto, poprečne sile rastu do njihovih maksimalnih vrijednosti nad osloncima, pa su na krajevima nosača, tj. u blizini oslonaca, mjerodavna naprezanja na smik. Na mjestima koja su više udaljena od oslonaca, gdje naprezanja na smik još nisu previše opala, a naprezanja na savijanje su znatno porasla, treba uzimati u obzir i jedna

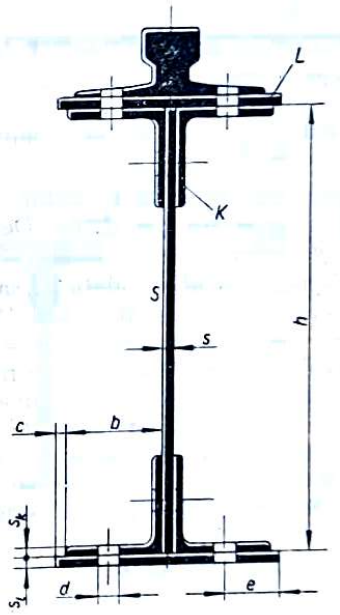
i druga naprezanja. Glavno naprezanje koje je sastavljeno od spomenutih naprezanja može se izračunati na osnovu izraza [71]:

$$\sigma_i = 0{,}35\,\sigma_s + 0{,}65\sqrt{\sigma_s^2 + 4\tau_s^2} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}196)$$

$$\sigma_i' = \sqrt{\sigma_s^2 + (1{,}6\tau)^2} = \sqrt{\sigma^2 + 2{,}56\tau^2} \qquad (100\text{-}197)$$

Velikom se sigurnošću uzimaju u obzir naprezanja na smik ako se pretpostavi da u presjeku m-n (slika 100-95) djeluju i maksimalna normalna naprezanja $\sigma_{s\ max}$, kakva djeluju u najdaljim vlaknima pojasa nosača, i srednja naprezanja na smik τ_s izračunata pomoću izraza (100-195). U tom slučaju glavno naprezanje, izračunano pomoću spomenutih naprezanja iz izraza (100-196), neka ne bude veće od 1200 kp/cm² za čelik St 37.12.

Pri projektiranju mosta granika dolazi se do presjeka punostjenog glavnog nosača na osnovu iskustvenih odnosa. Proračun punostjenog zakivanog nosača vrši se tada tako da se odredi moment otpora izabranog presjeka i da se pomoću njega na osnovu izraza 100-173, odnosno 100-180, odredi naprezanje u glavnom nosaču, koje mora da bude manje od dopuštenog naprezanja.



Sl. 100-96

Smjernice za *odabiranje presjeka* punostjenog zakivanog nosača na osnovu spomenutih iskustvenih odnosa su ove:

Uzmimo da je odabran punostjeni zakivani nosač sastavljen od vertikalnog lima S, pojasnih kutnika K i pojasnih lamela L kako je prikazano na slici 100-96.

Visina vertikalnog lima u sredini nosača odabire se sa $h = (1/10$ do $1/12)\ l$, gdje je l raspon granika. Za granike s veoma velikim opterećenjima i malim rasponima iznosi visina vertikalnog lima i 1/8 raspona. Visine vertikalnih limova treba prilagoditi proizvodnim širinama limenih ploča iz kojih će se izrađivati ovi limovi. Te su širine obično 800, 1000, 1200 mm i više. Ako tračnica leži na gornjem pojasu, kao što je to obično, onda gornji rub vertikalnog lima treba tako obraditi da se pritisci točkova prenose izravno na vertikalni lim nosača i time rasterete horizontalne zakovice gornjeg pojasa. Debljina vertikalnog lima može se odabrati prema izrazima:

$$s = 7\,\text{mm} + \frac{l}{2}$$

$$s \approx 7\,\text{mm} + \frac{h}{200}$$

gdje je l raspon granika u metrima, a h visina vertikalnog lima u mm.

Debljinu vertikalnog lima može se odabirati i ovako:

za male nosivosti granika $s =$ 6 do 8 mm,
za srednje nosivosti $s = 10$ mm, a
za velike nosivosti $s = 12$ mm i više.

Obično se debljina vertikalnog lima ne odabire iznad 16 mm.

Širina kutnika obično iznosi:

$$b \approx \frac{h}{40 \text{ do } 20} + 60\,\text{mm} \quad [\text{mm}]$$

gdje je h izraženo u mm. Širi se kutnik odabire za nosače bez pojasnih lamela, a uži za nosače s pojasnim lamelama. Debljina kutnika $s_k = s -$ — (1 do 4 mm) rijetko je kada $s_k = s$.

Debljina pojasnih lamela može se odabrati sa $s_l = s_k +$ (0 do 2 mm). Obično ona ne iznosi ispod 8 mm, a niti iznad 12 do 15 mm. Širina pojasnih lamela odabire se tako da za veličinu $c = 5$ do 25 mm prelazi širinu kutnika, i to na svakoj strani nosača, ako nije na jednoj strani nosača to proširenje veće zbog pričvršćenja dijelova hodnika granika. Udaljenost zakovica od ruba lamele $e \leq 4d$ na nosačima sa jednom lamelom u pojasu, a $e \leq 3d$ na nosačima s više lamela u pojasu. Sa d je označen promjer zakovice. U pojasu mogu biti jedna do tri lamele, u iznimnom slučaju četiri. Ukupna debljina kutnika svih lamela i eventualno stičnice nebi smjela biti veća od 4,5 d.

Visina nosača iznad oslonaca odabire se sa $h_1 \approx h/2$ do $h/3$. Za velike nosivosti i manje raspone odabire se veća visina, a za manja opterećenja i veće raspone manja visina h_1 (slika 100-91).

Kad je presjek glavnog nosača tako odabran, pristupa se određivanju njegovog korisnog momenta otpora W_n:

$$W_n = \frac{J}{e} \quad [\text{cm}^3]$$

gdje je J moment tromosti toga presjeka, a e [cm] udaljenost najdaljih vlakna presjeka od osi koja prolazi kroz težište čitavog presjeka. Prema

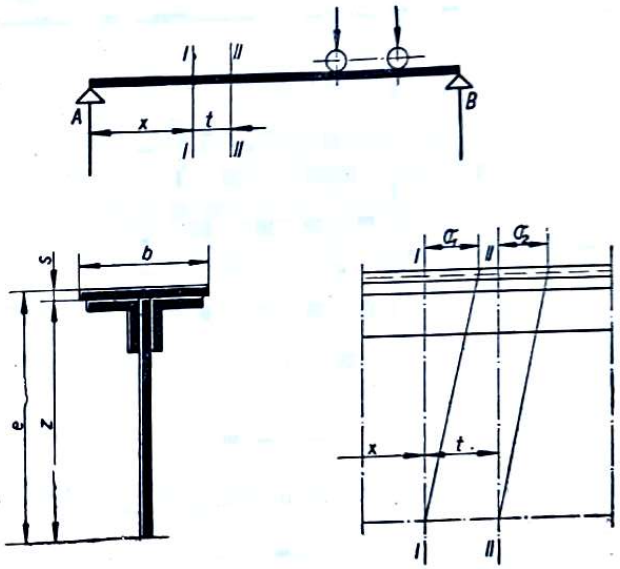
tome se težište presjeka mora najprije odrediti. Moment tromosti presjeka određuje se poznatim načinom pomoću izraza:

$$J = \Sigma J_i + \Sigma F_i \cdot y_i^2 - (\Sigma J_j' + \Sigma F_j' \cdot y_j'^2) \quad [\text{cm}^4] \qquad (100\text{-}198)$$

U tom izrazu J_i [cm^4] označuje moment tromosti svakog pojedinog presjeka od kojih je sastavljen ukupni presjek nosača s obzirom na os koja prolazi težištem pojedinog presjeka. F_i [cm^2] označuje površinu svakog tog pojedinog presjeka, a y_i [cm] udaljenost osi koja prolazi težištem pojedinog presjeka od osi koja prolazi težištem ukupnog presjeka nosača. Čitav član u zagradi, koji se odbija, odnosi se na površine rupa za vertikalne zakovice.

Prema standardu DIN 120 oduzimaju se površine rupa samo onih zakovica koje su u vlačnom pojasu nosača. Za vertikalni red zakovičnih rupa u vertikalnom limu može se odbiti od debljine vertikalnog lima približno 15%, odnosno tome odgovarajuću veličinu od momenta tromosti vertikalnog lima.

Vrijednost sume $\Sigma J_j'$ tako je mala da ze u izrazu (100-198) može zanemariti.



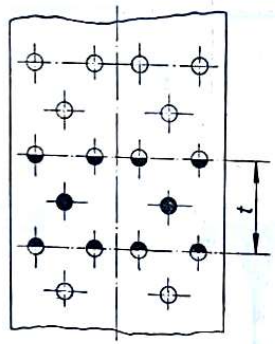
Sl. 100-97

Pri određivanju momenta tromosti glavnog nosača uzima se kao nosivi presjek i presjek tračnice, ako je tračnica pričvršćena zakovicama za gornji pojas nosača. Ako je tračnica pričvršćena vijcima, onda se njezin presjek ne uzima u obzir, tj. ne smatra ga se nosivim presjekom.

Proračun razmaka i promjera zakovica

Zakovična veza pojasnih lamela s kutnicima. Do razmaka zakovica t u zakovičnoj vezi pojasnih lamela s pojasnim kutnicima može se doći na ovaj način: Zamislimo dva presjeka nosača granika I—II i II—II koja

su međusobno udaljena za razmak zakovica t, kako je to prikazano na slici 100-97. Zbog male međusobne udaljenosti tih presjeka oni se mogu smatrati jednakim i na nosačima granika s promjenljivom visinom. Moment savijanja M_2, koji djeluje u presjeku II—II, obično je veći od momenta savijanja M_1 u presjeku I—I, pa su prema tome i normalna naprezanja u tim presjecima međusobno različita. Zbog toga se i razlikuju po svojoj veličini normalne sile F_1 i F_2, koje djeluju na krajnje presjeke ($b \times s$) onog dijela pojasne lamele dužine t, koji se nalazi između spomenutih presjeka nosača. Razlika tih normalnih sila $F = F_2 - F_1$ želi pomaknuti promatrani dio pojasne lamele uzduž nosača granika. To pomicanje moraju sa sigurnošću spriječiti zakovice koje su smještene na tom dijelu pojasne lamele, tj. između spomenuta dva presjeka nosača. Tim je zakovicama taj dio lamele vezan za pojasne kutnike. Ako je npr. pojasna lamela vezana za pojasne kutnike sa šest redova zakovica, kako je prikazano na slici 100-98, onda šest zakovica smještenih unutar razmaka t moraju spriječiti spomenuto pomicanje, tj. one se moraju oduprijeti djelovanju sile F. Općenito vrijedi da je kod n redova zakovica broj zakovica unutar razmaka t također jednak n. Za raspored zakovica prikazan na slici 100-98 broj je zakovica $n = 6$. Te zakovice koje se uzimaju u račun na slici su tamno označene, tj. 8 polovica i 2 cijele zakovice.



Sl. 100-98

Na osnovu iznesenog može se napisati da je:

$$F = 600 \frac{d^2 \pi}{4} n$$

gdje je specifični otpor klizanja $k_n = 600$ kp/cm² za jednorezne zakovice. Sa d je označen promjer zakovice. Silu F može se izraziti sa:

$$F = F_2 - F_1 = b\ (e - z)\ (\sigma_2 - \sigma_1)$$

$$\sigma_2 = \frac{M_2 \left(\frac{e+z}{2}\right)}{J} \quad ; \quad \sigma_1 = \frac{M_1 \left(\frac{e+z}{2}\right)}{J}$$

$$F = \frac{b(e-z)}{J} \left(\frac{e+z}{2}\right) (M_2 - M_1)$$

Ako se uzme da je $\frac{e+z}{2} \approx e$, $\frac{J}{e} = W$ moment otpora presjeka nosača, a $e - z = s$ debljina pojasne lamele, onda se može napisati:

$$\frac{b \cdot s}{W} (M_2 - M_1) \frac{t}{t} = 600 \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot n$$

Množenjem i dijeljenjem sa t u gornjem se izrazu ništa nije promijenilo. Razmak zakovica sada se može izraziti sa:

$$t = \frac{600 \frac{d^2 \pi}{4} n W}{b \cdot s \frac{M_2 - M_1}{t}} = \frac{600 \frac{d^2 \pi}{4} n W}{b \cdot s \cdot T} \qquad (100\text{-}199)$$

gdje je veličina poprečne sile $T = \frac{M_2 - M_1}{t}$. Do ovog se izraza dolazi na ovaj način: Uzimajući u obzir da je ovdje veličina poprečne sile T jednaka veličini reakcije A, može se prema oznakama na slici 100-97 napisati:

$$M_2 - M_1 = T\ (x + t) - Tx = T \cdot t$$

Razmak zakovica t praktički je ograničen time što ne smije biti manji od 3,5 d, niti veći od 6 d. Veći razmak zakovica nije dopušten zbog toga, da bi dijelovi nosača mogli činiti dovoljno krutu cjelinu. Često se promjer zakovica d odabire isti kao i u vertikalnom limu, jer se u jednom nosaču nerado upotrebljavaju različiti promjeri zakovica.

Zakovična veza kutnika s vertikalnim limom. Da bi se došlo do izraza za razmak zakovica t zakovičnog spoja kojim je čitav pojas nosača spojen za vertikalan lim, postupa se na način sličan prethodnom. Razlika je u tome što se umjesto površine presjeka lamele računa s čitavim presjekom pojasa f, koji se za nosač prikazan na slici 100-99 sastoji od dva kutnika i jedne lamele.

Ako je df diferencijal površine presjeka čitavog pojasa, onda je sila koju pojas u presjeku I—I prenosi:

$$S_1 = \int_{c_1}^{c_2} \sigma_1 df = \int_{c_1}^{c_2} \frac{M_1}{J} z\, df = \frac{M_1}{J} \int_{c_1}^{c_2} z\, df = \frac{M_1}{J} f \cdot e_m$$

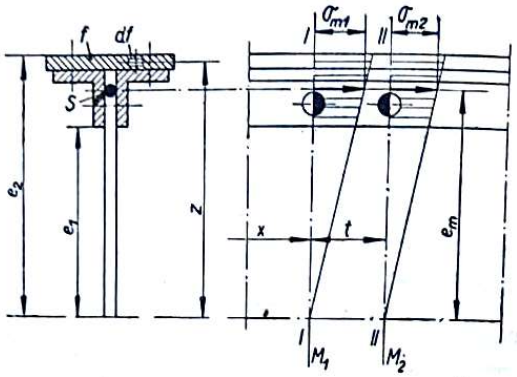
gdje je e_m udaljenost težišta površine presjeka čitavog pojasa od neutralne osi.

Analogno tome je sila koju pojas prenosi u presjeku II—II:

$$S_2 = \int_{c_1}^{c_2} \sigma_2 df = \int_{c_1}^{c_2} \frac{M_2}{J} z\, df = \frac{M_2}{J} \cdot f \cdot e_m$$

Sila S koju moraju prenijeti zakovice unutar razmaka t, u promatranom slučaju jedna zakovica (tj. dvije polovice kako je prikazano na slici 100-99), iznosi:

$$S = S_2 - S_1 = \frac{M_2 - M_1}{t} \frac{f}{J} e_m \cdot t = 1000 \frac{d^2 \pi}{4} n$$



Sl. 100-99

Sa n je označen spomenuti broj zakovica koji mora prenijeti silu S. J označuje moment tromosti čitavog neoslabljenog presjeka nosača, a d promjer zakovice. Specifični otpor klizanja $k_n = 1000$ kp/cm² za dvorezne zakovice. Množenjem i dijeljenjem sa t u gornjem se izrazu nije ništa promijenilo. Razmak zakovica može se sada izraziti sa:

$$t = \frac{1000 \frac{d^2 \pi}{4} nJ}{\frac{M_2 - M_1}{t} \cdot f \cdot e_m} = \frac{1000 \frac{d^2 \pi}{4} nJ}{T \cdot f \cdot e_m} \qquad (100\text{-}200)$$

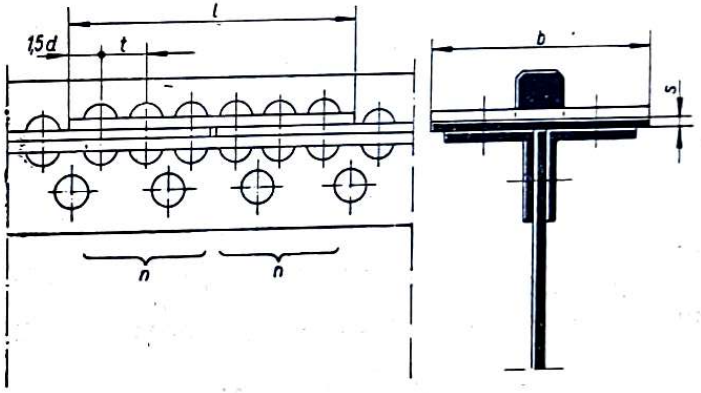
Sl. 100-100

Za kutijast nosač granika presjeka prikazanog na slici 100-100, dolaze u račun dva reda jednoreznih zakovica, pa se razmak zakovica t računa iz izraza:

$$t = \frac{2 \cdot 600 \frac{d^2 \pi}{4} nJ}{\frac{M_2 - M_1}{t} \cdot f \cdot e_m} = \frac{2 \cdot 600 \frac{d^2 \pi}{4} nJ}{T \cdot f \cdot e_m} \qquad (100\text{-}201)$$

Stično povezivanje pojasnih lamela. Često se valjana profilna željeza ne mogu dobiti u zahtijevanim dužinama, ili su njihove dužine ograničene zbog transportnih razloga, pa se u takvim slučajevima moraju stično povezivati.

Stično povezivanje pojedinih elemenata nosača, tj. pojasnih lamela, pojasnih kutnika i vertikalnih limova, izvodi se obično tako da ti spojevi nisu na jednom mjestu nosača, nego leže u različitim presjecima. Ako spoj nosača treba izvesti kao montažni, onda takvo izvođenje spoja ne bi bilo zgodno, nego se stični spojevi svih elemenata izvedu na jednom mjestu. Položaj za spoj nosača obično se odabire na mjestu na kojem su naprezanja u nosaču manja ili na mjestima koja diktiraju zahtjevi transporta ili montaže. Spojevi se izvode zakovicama, a katkada i prilagođenim vijcima.



Sl. 100-101

Stično povezivanje pojasnih lamela može se izvesti pomoću jedne stičnice istoga ili nešto većeg presjeka nego što ga ima prekinuta lamela. Na mjestu stičnice tada je tračnica oslabljena, kako je prikazano na slici 100-101. Za tračnice na koje djeluju veliki pritisci točkova to nije prikladna konstrukcija. U tom je slučaju zgodnije rješenje sa dvije deblje stičnice smještene na svakoj strani tračnice, kako to prikazuje slika 100-102. Nezgodna je strana tog rješenja ta što je korisna visina tračnice malena, pa u relativno kratkom vremenu može doći do nasjedanja grebena bandaže točkova na stičnice.

Ako je sa n označen broj zakovica sa jedne strane presjeka u kojem je lamela prekinuta, onda se do potrebnog broja zakovica može doći na osnovu izraza:

$$b \cdot s \cdot \sigma = 600 \frac{d^2 \pi}{4} \cdot n$$

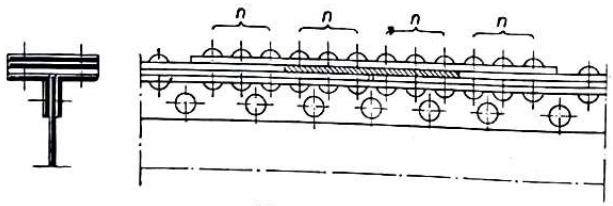
Sl. 100-102

kojim je izraženo da silu koju prenosi pojasna lamela moraju prenijeti zakovice. Sa σ je označeno naprezanje koje djeluje u prosjeku lamele $b \cdot s$. Prema tome je potreban broj zakovica sa jedne strane spomenutog presjeka:

$$n = \frac{b \cdot s \cdot \sigma}{600 \frac{d^2 \pi}{4}} \qquad (100\text{-}202)$$

Stično povezivanje donje lamele na nosačima sa dvije lamele izvodi se tako da se gornja lamela smatra stičnicom iste dužine kao i lamela prikazana na slici 100-101. Zamišlja se da je na krajevima te dužine gornja lamela prekinuta, pa se iznad nje stavlja stičnica takve dužine da se sa svake strane tih zamišljenih presjeka može staviti potreban broj zakovica, koji je također određen izrazom (100-202).

Ovako stično povezivanje donje lamele prikazano je na slici 100-103.

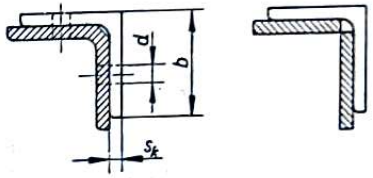


Sl. 100-103

Stično povezivanje pojasnih kutnika može se izvesti pomoću stičnog kutnika ili sa dva stična plosnata željeza. Presjek stičnog kutnika, odnosno tih plosnatih željeza, treba da bude jednak ili nešto veći od presjeka pojasnog kutnika. Veći se presjek uzima zbog toga da bi moment tromosti čitava presjeka nosača ostao isti, jer on ovisi o kvadratu udaljenosti pojedinih presjeka od osi koja prolazi kroz težište čitava presjeka Stičnom kutniku treba odblanjati ugao da bi mogao prileći uz pojasni kutnik. To je prikazano na slici 100-104.

Ako je sa n označen broj zakovica sa jedne strane presjeka u kojem je pojasni kutnik prekinut, onda se do tog potrebnog broja zakovica može doći na osnovu izraza:

$$(2b - s_k - d)\, s_k \cdot \sigma_m = 600 \frac{d^2 \pi}{4} n$$

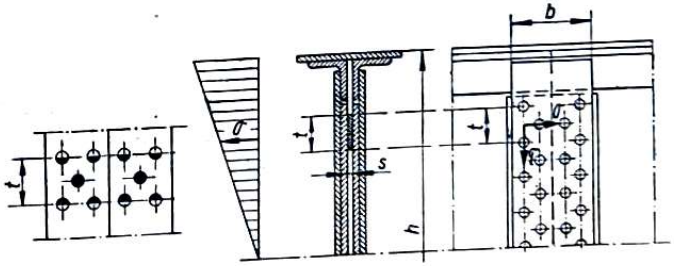


Sl. 100-104

gdje je n broj zakovica u oba kraka kutnika sa jedne strane spomenutog presjeka, a σ_m naprezanje koje vlada na visini težišta presjeka pojasnog kutnika. Iz gornjeg je izraza:

$$n = \frac{(2b - s_k - d)\, s_k \cdot \sigma_m}{600 \frac{d^2 \pi}{4}} \qquad (100\text{-}203)$$

Stično povezivanje vertikalnih limova može se izvesti sa dvije stičnice, od kojih je sa svake strane nosača po jedna, kako je prikazano na slici 100-105. Ispod svake stičnice stavlja se podložni lim, da bi stičnica mogla prelaziti i preko pojasnog kutnika. Širina podložnog lima nešto



Sl. 100-105

je veća od širine stičnice, jer pri grubom rezanju tih limova bilo bi teško izvesti iste širine, a ako širine nisu sasvim iste, ljepše je da je jedan od njih vidno širi. Debljina stičnice odabire se približno sa 5/8 debljine vertikalnog lima nosača.

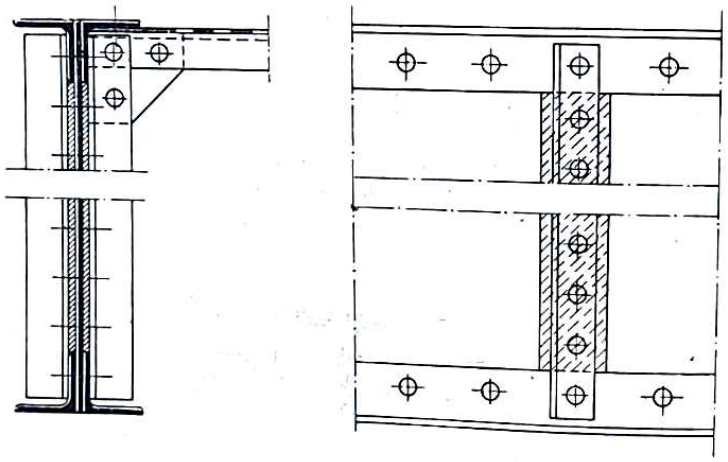
Presjek $t \cdot s$ vertikalnog lima trebao bi da prenese silu $t \cdot s\sqrt{\sigma^2 + \tau^2}$. Budući da je vertikalni lim prekinut, tu silu moraju da prenesu zakovice koje su smještene na jednom zakovičnom polju širine t. Sa t je označen razmak zakovica zakovičnog spoja. σ je veličina srednjeg naprezanja na savijanje koje se odnosi na promatrani presjek vertikalnog lima, a τ je naprezanje uslijed poprečne sile, koje se odnosi na taj isti presjek.

Prema Dubu [72] dolazi se do potrebnog razmaka zakovica u zakovičnom spoju na osnovu izraza:

$$t \cdot s \cdot \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} = 1000 \frac{d^2 \pi}{4} n$$

$$t = \frac{1000 \frac{d^2 \pi}{4} n}{s\sqrt{\sigma^2 + \tau^2}} \qquad (100\text{-}204)$$

gdje je n broj zakovica unutar promatranog zakovičnog polja širine t sa jedne strane presjeka u kojem je vertikalni lim prekinut. Za dvoredno je zakivanje $n = 2$, a za troredno je $n = 3$. Specifični otpor klizanja k_n ovdje je odabran sa 1000 kp/cm², jer se radi o dvoreznim zakovicama. Unatoč tome što se naprezanje σ po svojoj veličini mijenja uzduž visine nosača, ipak se za nosače i sa srednjim visinama razmak zakovica t uzima jednak uzduž čitave visine nosača, pri čemu se naprezanje τ uzima kao nepromjenljivo. Razlog je tome jednostavnija izvedba nosača.



Sl. 100-106

Vertikalna ukrućenja punostjenih zakivanih nosača obično se izvode pomoću kutnika ispod kojih se nalaze podložni limovi, kako je prikazano na slici 100-106. Ti su podložni limovi za približno 10 mm širi od širine kraka kutnika. Vertikalnim ukrućenjima štiti se vertikalni lim nosača od izbočenja. Međusobna udaljenost vertikalnih ukrućenja obično je 1 do 1,5 m, ili se odabire sa h do 1,2 h, gdje je h visina vertikalnog lima nosača. Kutnici se za ta ukrućenja odabiru sa širinom kraka od približno 1/12 h do 1/15 h, što iznosi najmanje 60 do 90 mm, a iznimno i 100 mm. Razmak zakovica kojima su pričvršćena vertikalna ukrućenja obično iznosi 5 d do 7 d. Promjer zakovica d odabire se nešto manjim od promjera koji normalno odgovara veličini kutnika.

Horizontalna ukrućenja, koja osiguravaju gornji pojas nosača od izbočenja u horizontalnom pravcu, moraju se na punostjenim zakivanim nosačima izvoditi s više pažnje nego na valjanim nosačima. Ovo se naročito odnosi na nosače raspona većih od 12 m, na kojima postoji opasnost njihova izvijanja i u neopterećenom stanju.

Proračun punostjenog svarenog nosača

Pri proračunu svarenih konstrukcija u gradnji granika u našoj se industriji uglavnom oslanjaju na propise kojih se drži njemačka industrija. To znači, da se za osnovno projektiranje i proračun treba pridržavati propisanoga u »Osnovi proračuna dijelova čelične konstrukcije granika i pruga granika«, DIN 120 Bl. 1 [51]. Za proračun i izvođenje svarenih dijelova čelične konstrukcije treba se pridržavati propisa za svarivane čelične visokogradnje DIN 4100 [73] za granike I i II grupe, a privremenih propisa za svarivane punostjene željezničke mostove od 8. 11. 1938. DV 848 d. DR [74] za granike III i IV grupe. Na granike III i IV grupe primjenjuju se propisi za željezničke mostove zbog toga što je za te granike, slično kao i za željezničke mostove, od presudna značenja čvrstoća pri često opetovanom opterećenju, tj. trajna titrajna čvrstoća. Prema navedenim propisima (DV 848) svarove i dijelove u blizini svarova treba dimenzionirati s obzirom na njihovu trajnu titrajnu čvrstoću. Ti su propisi gotovo preoštri za granike III i IV grupe. To se ne bi moglo reći i za propise DIN 4100 u kojima se uzimaju u obzir odnosi s pretežno mirnim opterećenjem, jer se kod granika II grupe izmjenično opterećenje ne može zanemariti. To je razlog zbog kojeg se u nekim tvornicama naše industrije (»Đuro Đaković«, Slav. Brod) za proračun granika svih grupa primjenjuju propisi za svarene željezničke mostove DV 848 d. DR.

Normalno je da punostjeni nosači granika nisu opterećeni izmjenično. Do izmjeničnog opterećenja zna doći na granicima sa znatnim prepustima na krajevima čelične konstrukcije postolja. Prema tome je i normalno da se dopuštena naprezanja odabiru za slučaj opetovanog opterećenja.

Do veličina dopuštenih naprezanja za slučaj opetovanog opterećenja i za slučaj izmjeničnog opterećenja dolazi se na osnovu α, γ računskog postupka prema spomenutim propisima za željezničke mostove.

Način računanja po α, γ — *postupku*, kako se primjenjuje u proračunu granika, je ovaj:

Sile ili momenti uslijed opterećenja *glavnim silama*, bez dodatnih, najprije se povećaju množenjem s faktorom izjednačenja ψ i faktorom trešnje φ na način kako to određuje DIN 120. Da bi se uzelo u obzir smanjenje čvrstoće uslijed izmjeničnog opterećenja treba te povećane sile, odnosno momente, ponovno povećati množenjem s *faktorom izmje-*

ničnog naprezanja γ, čije su vrijednosti navedene u tablici 100-19, kako ih obuhvaća DIN 120. Nadalje, utjecaj svarenih spojeva na trajnu čvrstoću pojedinih dijelova konstrukcije i nejednako ponašanje različitih svarenih spojeva pod opetovanim ili izmjeničnim opterećenjem uzima se u obzir uvođenjem *vrijednosti oblika* α. Već dva puta povećane vrijednosti sila odnosno momenata podijele se konačno s vrijednošću α, da bi se ponovo povećale. Vrijednost oblika α obično je manja od 1. Na osnovu iznesenog može se napisati:

$$\sigma = \frac{\gamma(\varphi M_g + \psi M_p)}{\alpha \cdot W_n} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}205)$$

gdje je za materijal St 37 dopušteno naprezanje $\sigma_{dop} = 1400$ kp/cm², a za materijal St 52 $\sigma_{dop} = 2100$ kp/cm².

Tablica 100-20
Faktor izmjeničnog naprezanja γ [76]

	$\frac{min\ M_I}{max\ M_I}$	St 37 $\gamma = 1{,}0 - 0{,}3 \frac{min\ M_I}{max\ M_I}$
Izmjenično opterećenje	− 1,0	1,30
	− 0,9	1,27
	− 0,8	1,24
	− 0,7	1,21
	− 0,6	1,18
	− 0,5	1,15
	− 0,4	1,12
	− 0,3	1,09
	− 0,2	1,06
	− 0,1	1,03
	0	1,00
Opetovano opterećenje	+ 0,10	
	+ 0,19	
	+ 0,2	
	+ 0,3	
	+ 0,4	
	+ 0,5	1,00
	+ 0,6	
	+ 0,7	
	+ 0,8	
	+ 0,9	
	+ 1,0	

Mala je vjerojatnost da će se materijal St 52 upotrijebiti za gradnju svarivanih granika, jer njegovo je svarivanje povezano s poteškoćama. To je razlog zbog kojega ćemo navesti vrijednosti za α i γ samo za materijal St 37.

Na osnovu izraza (100-205) dolazi Balcar [75] do izraza za dopušteno naprezanje k' za slučaj izmjeničnog i opetovanog opterećenja:

$$\sigma' = \frac{\varphi M_g + \psi M_p}{W_n} \leqq \frac{\alpha}{\gamma} 1400 = k' \ \text{[kp/cm²]} \qquad (100\text{-}206)$$

gdje je dopušteno naprezanje za čelik St 37 pri mirnom opterećenju 1400 kp/cm².

U spomenutom računskom postupku može se upotrijebiti ili izraz (100-205) ili izraz (100-206).

Iz izraza (100-206) se vidi da je dopušteno naprezanje svara i osnovnog materijala u blizini svara k' pri izmjeničnom i opetovanom opterećenju ovisno o veličini kolebanja naprezanja, jer su α i γ ovisni o veličini tog kolebanja. Poznato je da povećanjem tog kolebanja opada otpornost materijala prema umoru.

Vrijednosti *faktora izmjeničnog naprezanja* γ, potrebne za proračun, navedene su u tablici 100-20 u ovisnosti o omjeru $min\ M_I/max\ M_I$, tj. o omjeru σ_d/σ_g. Sa σ_d označeno je donje naprezanje, a sa σ_g gornje naprezanje pri opetovanom, odnosno izmjeničnom opterećenju.

Tablica 100-20 predstavlja onaj dio odgovarajuće tablice u spomenutim propisima za željezničke mostove, koji se odnosi na materijal St 37. U toj tablici $max\ M_I$ znači najveću brojčanu (apsolutnu) vrijednost momenta, odnosno sile, a $min\ M_I$ najmanju brojčanu (apsolutnu) vrijednost spomenutih veličina. Ako $max\ M_I$ i $min\ M_I$ imaju različite predznake npr. na mostovima za $max\ M_I = +\ 600$ tm, a $min\ M_I = -\ 400$ tm) dolazi do izmjeničnog naprezanja, a ako imaju iste predznake dolazi do opetovanog naprezanja. Pozitivni momenti označeni su predznakom (+), a negativni momenti savijanja, odnosno tlačne sile, predznakom (—). U tablici 100-20 obuhvaćeno je i područje izmjeničnog opterećenja i područje opetovanog opterećenja. Vrijednosti za γ veće su ili najmanje jednake 1.

Vrijednosti oblika α za materijal St 37 navedene su u tablici 100-21.

Presjek punostjenog svarivanog nosača sastavljen je od presjeka vertikalnog lima i presjeka pojasa. Visina vertikalnog lima obično je jednaka ili veća od $l/15$, gdje l znači raspon granika. Presjeci pojasa mogu biti različiti po svom obliku, s obzirom na njihov način spajanja s vertikalnim limom. Različiti oblici presjeka pojasa punostjenih svarenih nosača prikazani su na slici 100-107. Zahtjevi za boljom kvalitetom svarenog spoja i zahtjevi za jednostavnijom izvedbom punostjenih nosača doveli su do razvitka tih različitih oblika presjeka pojasa i njihovog spajanja s vertikalnim limom.

Tablica 100-21 Vrijednost oblika α za materijal St 37 [77]

1	2		3	4	5		6
Redni broj	Dio konstrukcije i vrst svara		Način naprezanja	Vrijednost oblika α izmjenično opterećenje	Vrijednost oblika α opetovano opterećenje		Primjedba
1	Nedijeljeni osnovni dijelovi i stičnice		vlak	1,0	1,0		
2			tlak	1,0	1,0		
3			smik	0,8	0,8		vidi red 18
4	Dijeljeni osnovni dijelovi na mjestu tupih svarova, ako naknadno svarivanje korijena svara	jest moguće	vlak	0,8	0,8		
5			tlak	$\alpha = 1 + 0{,}2\,\frac{min\,M_I}{max\,M_I}$	1,0		
6		nije moguće	vlak	$\alpha = 0{,}57 + 0{,}11\,\frac{min\,M_I}{max\,M_I}$	za $\frac{min\,M_I}{max\,M_I} \geqq 0 \leqq 0{,}29$ $\alpha = 0{,}57 + 0{,}79\,\frac{min\,M_I}{max\,M_I}$	za $\frac{min\,M_I}{max\,M_I} \geqq 0{,}29$ $\alpha = 0{,}8$	
7			tlak	$\alpha = 0{,}71 + 0{,}25\,\frac{min\,M_I}{max\,M_I}$	za $\frac{min\,M_I}{max\,M_I} \geqq 0 \leqq 0{,}11$ $\alpha = 0{,}71 + 0{,}82\,\frac{min\,M_I}{max\,M_I}$	za $\frac{min\,M_I}{max\,M_I} \geqq 0{,}11$ $\alpha = 0{,}8$	
8	Uzdužni tupi ili kutni svar za spajanje pojasne lamele s vertikalnim limom nosača		glavno naprezanje $\sigma_i = \frac{1}{\alpha}\left[\frac{\sigma}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}\right] \leqq \sigma_{dop}$	$\alpha = 1{,}1 + 0{,}1\,\frac{min\,M_I}{max\,M_I}$	1,1		
9	Svar i vertikalni lim na prijelazu između vertikalnog lima i pojasa		smik $\tau = \frac{\gamma \cdot max\,T \cdot M_{st}}{\alpha \cdot J \cdot s} \leqq \sigma_{dop}$	0,65	0,65		M_{st} = stat. moment s = debljina vertikalnog lima
10	Tupi svar na sastavu vertikalnog lima		glavno naprezanje (formula kao u redu 8)	1,0	1,0		
11			naprezanje na smik $\tau = \frac{\gamma \cdot max\,T}{\alpha \cdot s \cdot h} \leqq \sigma_{dop}$	0,65	0,65		
12	Kutni svarovi kojima je pričvršćen kruti nosač		glavno naprezanje $\sigma_i = \frac{1}{\alpha}\sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \leqq \sigma_{dop}$	0,75	0,75		
13			naprezanje na smik $\tau = \frac{\gamma}{\alpha}\,\frac{max\,T}{\Sigma\,(a \cdot l)} \leqq \sigma_{dop}$	0,65	0,65		l = dužina svara a = debljina svara
14/15	Osnovni materijal dijelova u blizini čelnih kutnih svarova i na mjestima gdje bočni kutni svarovi počinju ili završavaju sam svar računa se prema redu 19	čelni svarovi i krajevi bočnih svarova neobrađeni	vlak tlak	$\alpha = 0{,}71 + 0{,}15\,\frac{min\,M_I}{max\,M_I}$	za $\frac{min\,M_I}{max\,M_I} \geqq 0 \leqq 0{,}29$ $\alpha = 0{,}71 + 1{,}0\,\frac{min\,M_I}{max\,M_I}$	za $\frac{min\,M_I}{max\,M_I} \geqq 0{,}29$ $\alpha = 1{,}0$	
16		čelni svarovi i krajevi bočnih svarova pomno obrađeni	vlak	$\alpha = 0{,}93 + 0{,}13\,\frac{min\,M_I}{max\,M_I}$	za $\frac{min\,M_I}{max\,M_I} \geqq 0 \leqq 0{,}07$ $\alpha = 0{,}93 + 1{,}0\,\frac{min\,M_I}{max\,M_I}$	za $\frac{min\,M_I}{max\,M_I} \geqq 0{,}07$ $\alpha = 1{,}0$	
17			tlak	$\alpha = 1{,}0 + 0{,}2\,\frac{min\,M_I}{max\,M_I}$	1,0		
18	Stičnice i pojasne lamele na uzdužnim nosačima vozne pruge kad bočni kutni svarovi nisu kontinuirano svarivani nego isprekidano		kao u redovima 14 do 17	kao u redovima 14 do 17	kao u redovima 14 do 17		
19	kutni svarovi	sve vrsti naprezanja s iznimkom glavnog naprezanja (red 8), te i vlaka i tlaka u uzdužnom smjeru svara		0,65	0,65		

Tupe svarove vertikalnog lima nosača treba kontrolirati prozračivanjem. Oni moraju da budu obrađeni (tako da se postigne postepen prelaz s gusjenice svara na lim) na onim mjestima, na kojima je razlika gornjeg i donjeg naprezanja $\sigma_g - \sigma_d \geq 0{,}8 \cdot 1400 = 1120$ kp/cm². Pri tom je: $\sigma_g = \frac{max\,M_I}{W_n}$, $\sigma_d = \frac{min\,M_I}{W_n}$

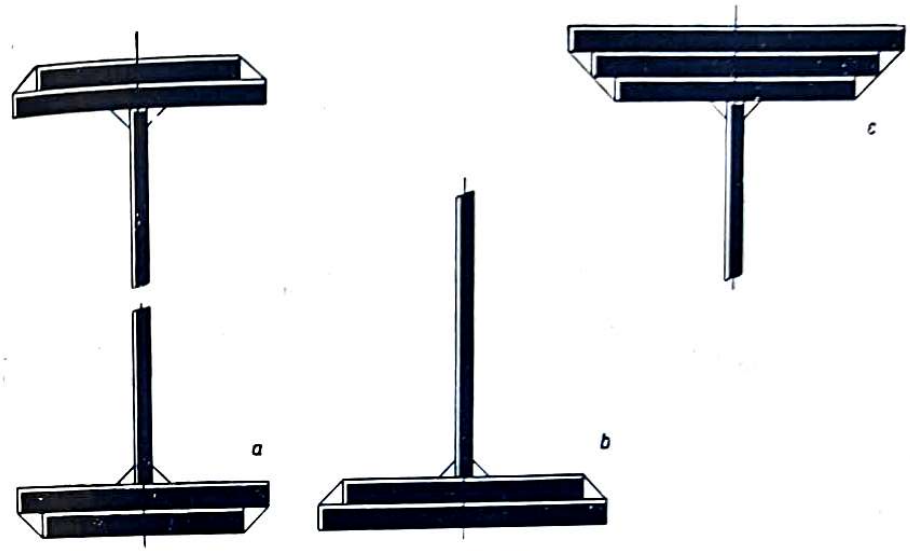
Za granike s lakim i normalnim pogonom općenito se upotrebljavaju glavni nosači s presjekom kojega je oblik prikazan na slici 100-107a. Ako nosač u pojasu ima više lamela, one se izvode različitih širina, kako je prikazano na slici 100-108. U pojasu nosača granika rijetko se kada

Sl. 100-107

nalaze više od dvije lamele. Nosači s takvim pojasima dolaze u obzir za granike velikih nosivosti i to naročito u onim slučajevima, u kojima je visina nosača ista uzduž čitave njegove dužine, zbog velikih poprečnih sila. Pojas se obično izvodi tako da su vanjske lamele uže od unutarnjih. Ako se pri svarivanju nosač ne može okretati, što se događa na montažama, onda se donji pojas izvodi tako da mu je vanjska lamela šira od unutarnje, jer to omogućava svarivanje odozgor. Vidi sliku 100-108b. Širina dodatnih lamela u tlačnom pojasu neka ne bude veća od 25. s_l, gdje je s_l, debljina lamele.

Na pojasnim lamelama debljim od 20 do 25 mm dolazi do prenaglog odvođenja topline pri svarivanju vratnog svara kojim je lamela spojena s vertikalnim limom. Da bi se tome izbjeglo premješta se vratni svarni šav prema sredini nosača. To omogućavaju valjani specijalni profili za pojase, i to nosni profil prikazan na slici 100-107b i Kruppov St-profil prikazan na slici 100-107e [78]. To se može postići i tako da se za pojas odabere polovicu valjanog *I* željeza, kako prikazuje slika 100-107f. Taj

oblik nosača nije zgodan za granike jer teško je savijati donji pojas prema obliku glavnog nosača. Oblik nosača prikazan pod *b* omogućava jednostavniju izvedbu, tj. lakše svarivanje. Taj oblik nosaća i onaj prikazan pod *a* nisu prikladni za granike s forsiranim pogonom. Za takav pogon mnogo su prikladniji oblici prikazani na spomenutoj slici pod *c*, *d* i *e*. Na takvim se nosaćima može svar izvesti bez ikakva zazora, tako da su oni s obzirom na trajnu titrajnu čvrstoću mnogo prikladniji. Potreba pri-



Sl. 100-108

mjene spomenutih specijalnih profila za pojase nosača granika veoma je rjetka. Što se tiče odabiranja dimenzija pojasa, konstruktor ima mnogo veću slobodu u slučajevima prikazanim pod *a* i *c* nego u ostalim, gdje je vezan na dimenzije valjanja.

Nakon odabiranja presjeka i oblika nosača treba prema spomenutim propisima za željezničke mostove provjeriti je li *najveće naprezanje na smik* uslijed maksimalne poprečne sile u *neutralnim vlaknima vertikalnog lima* manje od dopuštenog naprezanja. To se provjerava za presjek veoma blizak osloncu pomoću izraza:

$$\tau_I'' = \frac{\gamma}{\alpha} \cdot \frac{max\, T_I \cdot M_{st}}{J \cdot s} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}207)$$

gdje je u proračunu granika

$$max\, T_l = \varphi \cdot max\, T_g + \psi \cdot max\, T_p$$

$max\, T_g$ i $max\, T_p$ su maksimalne poprečne sile uslijed stalnog i pomičnog opterećenja. M_{st} je statički moment presjeka koji je iznad neutralne linije obzirom na neutralnu liniju presjeka nosača. Vrijednost oblika $\alpha = 0{,}8$, prema tablici 100-21, red 3. Dopušteno naprezanje $\sigma_{dop} = 1400$ kp/cm² za St 37. *J* i *s* označuju isto što i u izrazu (100-207.1).

Spajanje pojasa s vertikalnim limom. Prema spomenutim propisima za željezničke mostove DV 848 d. DR proračunava se vratni svarni šav, tj. šav kojim se spaja pojas s vertikalnim limom nosača, na ovaj način:

Ako je na nekom mjestu nosača, označenom sa x, maksimalni moment savijanja $max\ M_{Ix}$, a pripadajuća poprečna sila T_{Ix}, ili kod maksimalne poprečne sile $max\ T_{Ix}$ pripadajući moment savijanja M_{Ix}, trebaju da budu zadovoljena ova dva uslova:

(i) Naprezanje na smik vertikalnog lima i svara τ na prelazu AA od vertikalnog lima na pojas (slika 100-107) ne smije biti veće od dopuštenog naprezanja na smik za svarove. Prema tome treba da bude:

$$\tau_I' = \frac{\gamma}{\alpha} \cdot \frac{max\ T_{Ix} \cdot M_{st}}{J \cdot s} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}207.1)$$

gdje je σ_{dop} = 1400 kp/cm² za St 37,

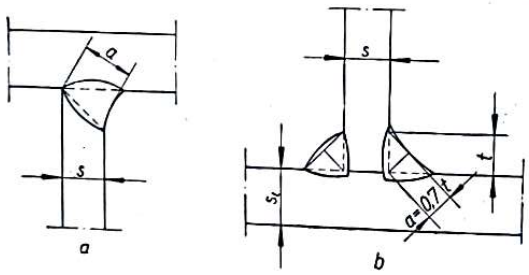
M_{st} — statički moment pojasa iznad linije AA s obzirom na neutralnu os,

J — moment tromosti čitavog presjeka i

s — debljina vertikalnog lima.

Vrijednosti za γ uzimaju se iz tablice 100-20, pri čemu se umjesto odnosa $min\ M_I/max\ M_I$ uzima odnos $min\ T_I/max\ T_I$. Vrijednost oblika α = 0,65 prema tablici 100-21 red 9.

Kad se prema izrazu (100-207.1) određuje naprezanje na smik u samom svaru, onda se umjesto s uvrštava debljina svara a, odnosno $2a$, kako je to niže izloženo.



Sl. 100-109

Do izraza (100-207.1) može se doći na osnovu razmatranja sličnog onome kojim se došlo do izraza (100-199). Ako je a debljina svara kojim je pojas vezan za vertikalni lim, t' neki dio dužine toga svara, tj. razmak između dva promatrana presjeka nosača, a τ_s naprezanje na smik u svaru, može se veličina tog naprezanja izračunati iz izraza:

$$F = \frac{b}{2J}(e - z)(e + z)(M_2 - M_1)$$

$$F \approx \frac{b \cdot s_1}{\frac{J}{e}} T \cdot t' = 2a \cdot t' \cdot \tau_s$$

$$\therefore \qquad \tau_s = \frac{T(b \cdot s_1 \cdot e)}{J \cdot 2a} = \frac{T \cdot M_{st}}{J \cdot s}$$

Pri spajanju pojasne lamele i vertikalnog lima sa dva kutna svara uzima se $s = 2a = 2 \cdot 0{,}7t$, a pri spajanju s tupim svarom, kako je prikazano na slici 100-109a, uzima se $s = a$.

Ako je debljina kutnog svara:

$$a \geqq \frac{s}{2}$$

nije potrebno provjeravati veličinu naprezanja u svaru pomoću izraza (100-207.1).

(ii) Drugim se od spomenutih uslova zahtijeva da na mjestu spajanja pojasa s vertikalnim limom glavno naprezanje σ_i ne prelazi određeno dopušteno naprezanje, tj.:

$$\sigma_i = \frac{1}{\alpha}\left[\frac{\sigma_I}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{\sigma_I^2 + 4\tau_I^2}\right] \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}208)$$

gdje je σ_{dop} = 1400 kp/cm² za materijal St 37. Vrijednost oblika α uzima se iz tablice 100-21, red 8, ako na promatranom mjestu nosača x nije vertikalni lim stično spojen. Budući da kod maksimalnog momenta poprečna sila nije maksimalna, a kod maksimalne poprečne sile nije moment savijanja maksimalan, mora zahtjev prema izrazu (100-208) da bude zadovoljen za najnepovoljniji slučaj.

Pojedina naprezanja u izrazu (100-208), koja vladaju u prelazu od vertikalnog lima na pojas AA udaljenom za c od neutralne osi, proračunavaju se iz izraza:

$$\sigma_I = \gamma \cdot \frac{M_{Ix} \cdot c}{J} \qquad (100\text{-}209)$$

$$\tau_I = \gamma \cdot \frac{T_{Ix} \cdot M_{st}}{J \cdot s} \qquad (100\text{-}210)$$

Svarni spoj kojim je vanjska lamela spojena s unutarnjom lamelom proračunava se za nosače s pojasima sastavljenim od više lamela na isti način kao i svarni spoj između vertikalnog lima i pojasa. U tom se slučaju statički moment M_{st} odnosi na presjek lamela iznad promatranog svara, tj. na presjek vanjske lamele, ako se radi o pojasu sa dvije lamele.

Pojasne se lamele obično stično ne sastavljaju, jer se valjaju u većim dužinama od dužine nosača.

Svarni spoj između vertikalnog lima i pojas mora se izvoditi samo kao neprekidan svar. Minimalna debljina kutnog svara u tom slučaju iznosi a = 3,5 mm. Isprekidan svar znatno umanjuje trajnu titrajnu čvrstoću nosača zbog djelovanja zareza na početku i završetku svakog pojedinog svara. Na vremenu svarivanja također se ništa ne uštedi ako se pomno izvede svaki početak i završetak svara.

Stično povezivanje vertikalnih limova. Prema spomenutim propisima za željezničke mostove proračunava se svarni šav, kojim se povezuju vertikalni limovi, na ovaj način:

Ako je na promatranom mjestu nosača x vertikalni lim sastavljen i ako je u tom sastavu najveća moguća poprečna sila $max\ T_{Ix}$, onda mora da bude udovoljeno zahtjevu prema kojemu je:

$$\tau_I' = \frac{\gamma}{\alpha} \cdot \frac{max\, T_{Ix}}{s \cdot h} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}211)$$

gdje je h visina vertikalnog lima nosača. Vrijednost oblika α uzima se iz tablice 100-21, red 11.

Osim navedenog, istodobno treba udovoljiti i drugom zahtjevu, prema kojemu treba da bude:

$$\sigma_i = \frac{1}{\alpha}\left[\frac{\sigma_I}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{\sigma_I^2 + 4\tau_I^2}\right] \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}212)$$

Vrijednost oblika α uzima se iz tablice 100-21, red 10, prema čemu je $\alpha = 1$.

τ_I izračuna se iz izraza:

$$\tau_I = \gamma \cdot \frac{T_{Ix}}{s \cdot h} \qquad (100\text{-}213)$$

u kojem je T_{Ix} poprečna sila koja se pojavljuje pri istom opterećenju pri kojem se pojavljuje i maksimalni moment savijanja na promatranom mjestu nosača. Tim momentom savijanja izračuna se naprezanje:

$$\sigma_I = \gamma \cdot \frac{max\, M_{Ix} \cdot \frac{h}{2}}{J} \qquad (100\text{-}214)$$

Dopušteno naprezanje u izrazima (100-211) i (100-212) je $\sigma_{dop} = 1400$ kp/cm² za St 37.

Povezivanje vertikalnog lima na nosačima koji su opetovano ili izmjenično opterećeni treba izvesti kao čist stični spoj s tupim svarom, a ne sa stičnicama pričvršćenim kutnim svarovima. Razlog tome je taj što je u prvom slučaju tok sila ravan, bez ikakva skretanja, kao u drugom slučaju, što je s obzirom na trajnu titrajnu čvrstoću povoljnije. Povezivanje vertikalnih limova treba općenito izvoditi na mjestima manjih naprezanja u nosaču. Ako se slučajno povezuju i pojasi, onda to ne treba biti na istom mjestu na kojem je izveden i sastav vertikalnog lima.

Sastavi koji moraju da budu izvedeni na montaži obično se izvode zakovicama ili vijcima, ako svarivanje, čišćenje svara i kontrola svara na gradilištu čine potečkoće.

Vertikalna ukrućenja na punostjenim svarivanim nosačima obično se izrađuju od širokog plosnatog željeza. Ta se ukrućenja spajaju na vertikalni lim kutnim svarovima. Da ne bi došlo do izbočenja vertikalnog lima, međusobna udaljenost vertikalnih ukrućenja ne smije biti veća od 1300 mm.

Uslijed škodljivog djelovanja kutnog svara na trajnu titrajnu čvrstoću nosača ne smiju se vertikalna ukrućenja privariti za vlačni pojas niti za vertikalni lim u blizini vlačnog pojasa. Prema spomenutim propisima za željezničke mostove vertikalna se ukrućenja ili bilo koji drugi

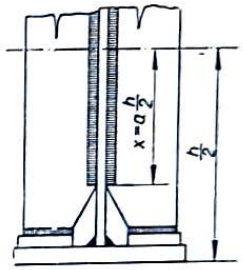
dio, npr. neki nosač, smiju pričvrstiti kutnim svarom na *vlačni dio vertikalnog lima* tek od onog mjesta na kojem je naprezanje na savijanje manje od:

$$\sigma = \alpha \cdot \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}215)$$

Prema tome je udaljenost x od neutralne osi nosača unutar koje se smije svarivati:

$$x = \frac{h}{2} \cdot \frac{\alpha \cdot \sigma_{dop}}{\sigma_{dop}} = \alpha \cdot \frac{h}{2} \qquad (100\text{-}216)$$

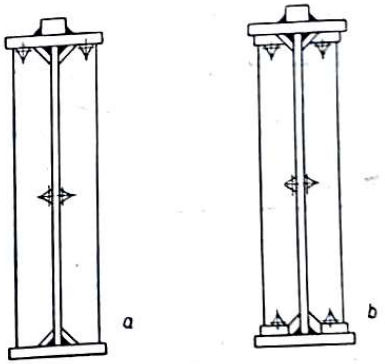
gdje se za α uzimaju vrijednosti iz tablice 100-21, red 14 i 16 [79] [80]. Na slici 100-110 prikazano je pričvršćenje vertikalnog ukrućenja na vlačnom dijelu nosača.



Sl. 100-110

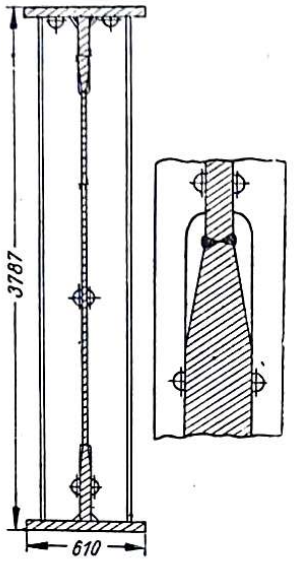
Svarni spojevi vertikalnih ukrućenja punostjenih nosača granika grupe I i II izvode se kako je prikazano na slici 100-111a. Na te se nosače u pravilu ne privaruju vertikalna ukrućenja za vlačni pojas, nego samo sežu do njega.

Za nosače granika grupe III i IV primjenjuju se naknadno pooštreni propisi za željezničke mostove, prema kojima se vertikalno ukrućenje ne smije privariti niti za tlačni pojas.



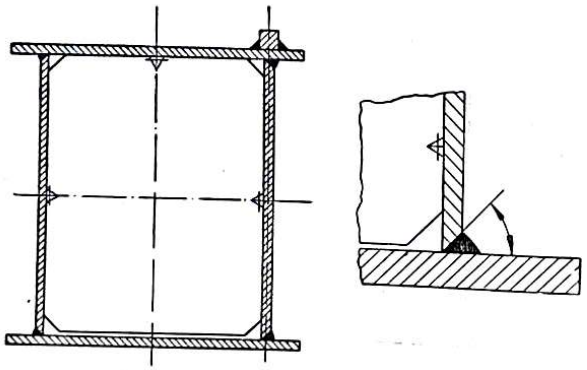
Sl. 100-111 Svarovi vertikalnih ukrućenja punostjenih nosača granika.
a - nosač za granike grupe I i II, b - nosač za granike grupe III i IV

Na tim se nosačima između pojasa i vertikalnog ukrućenja stave prilagođene pločice, kako je prikazano na slikama 100-110 i 100-111b. Debljina tih pločica za mostove ne smije biti manja od 30 mm, a za granike se uzima i tanja. Nakon svarivanja pojasa s vertikalnim limom, i tek nakon toga što se nosač ohladio, kad nema više bojazni od deformacija, treba pločice tako prilagoditi da između njih i pojasa ne bude nikakva zazora. Tako prilagođenu pločicu treba s obje strane privariti za vertikalno ukrućenje.



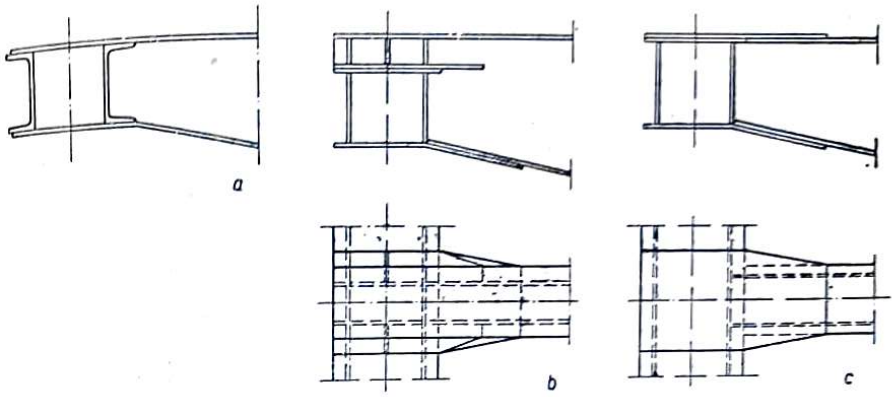
Sl. 100-112 Presjek nosača granika engleske konstrukcije [81].

Presjek glavnog nosača granika neobično velikih dimenzija, engleske konstrukcije, prikazan je na slici 100-112.



Sl. 100-113 Presjek kutijastog nosača mosnog granika [81].

Jedan od oblika punostjenih nosača je i kutijast nosač granika. Presjek takvog jednog nosača svarivane izvedbe prikazan je na slici 100-113. Takvi su nosači prikladni kad osim vertikalnog i horizontalnog opterećenja na savijanje trebaju prenositi i torziona opterećenja.



Sl. 100-114 Povezivanje svarenih glavnih nosača s poprečnim nosačem mosta granika.

Pri konstruiranju mosta granika najteže je naći dobro konstrukciono rješenje za povezivanje glavnog nosača s poprečnim nosačem mosta granika. Na slici 100-114a prikazano je takvo jedno rješenje za punostjeni svareni nosač, a na istoj slici pod *b* i *c* skice konstrukcionih rješenja za kutijaste svarivane nosače.

P r i m j e r [83]

Proračun punostjenog svarenog nosača mosta granika

1. Podaci za proračun:

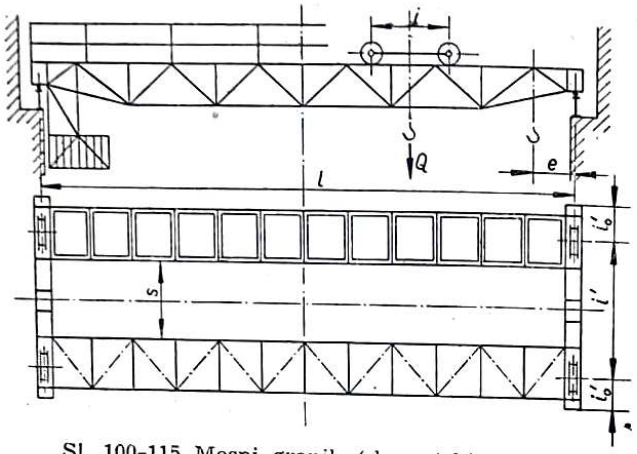
nosivost granika	$Q = 30$ t
raspon granika (slika 100-115)	$l = 16$ m
visina dizanja	12 m
brzina dizanja	$v_1 = 4$ m/min
brzina vožnje vitla	$v_2 = 30$ m/min
brzina vožnje mosta	$v_3 = 90$ m/min
krajnji položaj kuke	$e = 1200$ mm
odstojanje točkova granika	$e' = 4000$ mm
ukupna dužina poprečnog nosača	5300 mm
odstojanje točkova vitla	$i = 2200$ mm
razmak tračnica vitla (njihovih središnjica)	$s = 2300$ mm

Glavni je nosač granika punostjeni nosač, a pomoćni je nosač granika rešetkasti nosač.

Granik je smješten u ljevaonici. Prema vrsti i težini pogona granik je uvršten u *grupu* III (tablica 100-14).

Dopušteni progib glavnih nosača uslijed pomičnog opterećenja je:

$$y''_{dop} = \frac{1}{1000} \cdot l = 16 \text{ [mm]}$$



Sl. 100-115 Mosni granik (shematski prikaz).
1 - glavni nosač (punostjeni nosač), *2* - pomoćni nosač (rešetkasti nosač), *3* - hodnik (izvučeno s tačkom-crtom samo u donjem vjetrovnom vezu), *4* - mosnica hodnika (perforirani lim od 5 mm), *5* - poprečni nosač, *6* - kabina upravljača granika, *7* - ograda.

Težina pojedinih dijelova granika

Postolje granika:

2 glavna nosača	6000 kp
2 pomoćna nosača	1200 kp
2 vjetrovna veza	700 kp
2 mosnice hodnika (perforirani lim)	600 kp
2 poprečna nosača	2100 kp
čelična konstrukcija kabine upravljača	200 kp
ostalo (ograda, vodovi itd.)	200 kp
	11000 kp

Strojni dijelovi i električna oprema:

vozni točkovi s osovinama	930 kp
prigonski uređaj za vožnju granika (bez voznih točkova)	3500 kp
električna oprema u kabini upravljača	570 kp
	5000 kp

Prema tome je:

težina mosta granika (bez vitla)	16000 kp
težina vitla G_v	6000 kp
ukupna težina granika G_g	22000 kp

Među navedenim težinama ima nekih odstupanja od težina izvedenih dijelova, ali za tok proračuna nisu važna.

Oblik glavnog nosača. Na osnovu dopuštenog progiba uslijed pomičnog opterećenja može se doći do potrebnog momenta tromosti presjeka nosača. Prema izrazu (100-183) je:

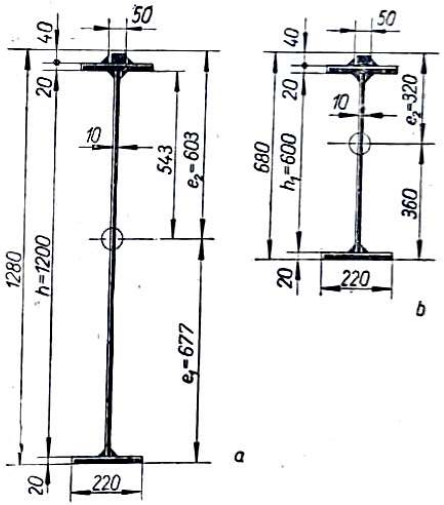
$$J_{potr} = \frac{F \cdot d(3l^2 - 4d^2)}{24\,E \cdot y''_{dop}} = \frac{9000 \cdot 690\,(3 \cdot 1600^2 - 4 \cdot 690^2)}{24 \cdot 2\,100\,000 \cdot 1{,}6} \approx 445\,000 \text{ [cm}^4\text{]}$$

Do pojedinih veličina u navedenom izrazu došlo se na ovaj način.

Uz pretpostavku da je na vitlu takva raspodjela da su pritisci točkova vitla jednaki, pritisak točka vitla pri punom opterećenju granika iznosi:

$$F = \frac{Q + G_v}{4} = \frac{30\,000 + 6\,000}{4} = 9\,000 \text{ [kp]}$$

Ako bi se htjelo uzeti u obzir sile ubrzanja, odnosno sile usporenja pri dizanju, odnosno spuštanju tereta, bio bi pritisak F nešto veći. Budući da se uzima brzina spuštanja dva puta većom od brzine dizanja, za taj će proračun biti mjerodavne sile usporenja uslijed kočenja pri spuštanju tereta.



Sl. 100-116

Uzimajući brzinu spuštanja $v_1' = 2 \cdot v_1 = 2 \cdot 4 = 8$ m/min $= 0{,}133$ m/s i vrijeme u kojem će se teret zaustaviti $t = 2$ sekunde, iznosilo bi spomenuto povećanje pritiska na jedan točak prema izrazu (100-10), računajući s usporenjem:

$$\frac{1}{4}\,\frac{Q \cdot v_1'}{g \cdot t} = \frac{1}{4}\,\frac{30\,000 \cdot 0{,}133}{9{,}81 \cdot 2} = 51 \text{ [kp]}$$

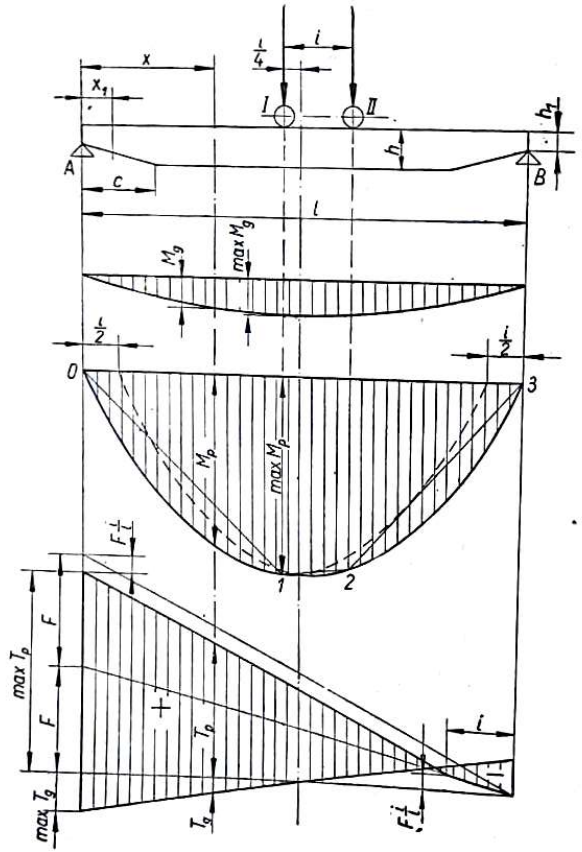
To povećanje pritiska tako je malo da ga se može zanemariti. Sila usporenja uslijed masa koje rotiraju u prigonskom uređaju za dizanje nije uzeta u obzir. Tačnijim računanjem treba težinu tereta povećati za težinu sklopa kuke, koja u ovom slučaju iznosi 600 kp.

Prema slici 100-89 veličina $d = \frac{1}{2}(l - i) = \frac{1}{2}(1600\text{-}220) = 690$ [cm].

Odabrani presjek glavnog nosača prikazan je na slici 100-116a. Visina vertikalnog lima odabrana je sa:

$$h = \frac{l}{13} = \frac{16\,000}{13} \approx 1\,200 \text{ [mm]}$$

Visina nosača na njegovim krajevima, tj. na mjestu spajanja s poprečnim nosačem, odabrana je visinom vertikalnog lima $h_1 = 600$ mm. Oblik presjeka nosača na tom mjestu prikazan je na slici 100-116b.



Sl. 100-117 Momenti savijanja i poprečne sile glavnog nosača.
M_g - moment savijanja uslijed stalnog opterećenja na udaljenosti x od oslonca, M_p - moment savijanja uslijed pomičnog opterećenja, T_g - poprečna sila uslijed stalnog opterećenja, T_p - poprečna sila uslijed pomičnog opterećenja.

Prema odabranom sistemu rešetke za pomoćni nosač (slika 100-115) odabere se i oblik glavnog nosača na njegovim krajevima. Prema tome smanjenje visine nosača počinje na udaljenosti $c = 2700$ mm od oslonca, kako je prikazano na slici 100-117.

Tračnice za vožnju vitla privarene su na gornji pojas nosača pa se njihov presjek smatra nosivim.

Razmak težišta presjeka nosača

$$e_2 = \frac{5 \cdot 4 \cdot 2 + 22 \cdot 2 \cdot 5 + 120 \cdot 1 \cdot 66 + 22 \cdot 2 \cdot 127}{5 \cdot 4 + 22 \cdot 2 + 120 \cdot 1 + 22 \cdot 2} = 60{,}3 \text{ [cm]}$$

Moment tromosti nosača prema izrazu (100-198) je:

$$J = \frac{1 \cdot 120^3}{12} + 1 \cdot 120 \cdot 5{,}7^2 + 4 \cdot 5 \cdot 58{,}3^2 + 22 \cdot 2 \cdot 55{,}3^2 + 22 \cdot 2 \cdot 66{,}7^2$$

$J \approx 545\,700$ [cm^4]

Moment otpora nosača:

$$W_{x1} = \frac{545\,700}{67{,}7} = 8\,070 \text{ [cm}^3\text{]}; \qquad W_{x2} = \frac{545\,700}{60{,}3} = 9\,060 \text{ [cm}^3\text{]}$$

II. Proračun čvrstoće nosača

Naprezanje u nosaču opterećenom glavnim silama mora da bude jednako ili manje od dopuštenog naprezanja za slučaj opterećenja 1. Ono se može izračunati prema izrazu (100-173):

$$\sigma = \frac{\varphi \cdot max\,M_g + \psi \cdot max\,M_p}{W_{x1}} \leqq \sigma_{dop}$$

Maksimalni moment savijanja u sredini nosača, uslijed stalnog opterećenja prema izrazu (100-171) iznosi:

$$max\,M_g = \frac{G \cdot l}{8} = \frac{5\,100 \cdot 1\,600}{8} = 1\,020\,000 \text{ [kp cm]}$$

gdje je G stalno opterećenje glavnog nosača koje se sastoji od:

težine glavnog nosača (s ukrućenjima)	3000 kp
1/2 težine prigonskog uređaja za vožnju granika (bez voznih točkova)	1750 kp
1/2 težine vjetrovnog veza	175 kp
1/2 težine mosnice hodnika	150 kp
	5075 kp

Uzimamo zaokruženo $G = 5100$ kp. Opterećenje po jedinici dužine nosača iznosi:

$$g = \frac{G}{l} = \frac{5\,100}{16} = 320 \text{ [kp/m]}$$

Maksimalni moment savijanja uslijed pomičnog opterećenja, na mjestu udaljenom za $i/4$ od sredine nosača (slika 100-117), iznosi prema izrazu (100-170):

$$max\, M_p = \frac{F}{2l}\left(l - \frac{i}{2}\right)^2 = \frac{9000}{2 \cdot 1600}\left(1600 - \frac{220}{2}\right)^2 = 6\,250\,000 \text{ [kp cm]}$$

Faktor izjednačenja $\psi = 1{,}6$ za grupu III, prema tablici 100-15. Faktor trešnje $\varphi = 1{,}1$ jer brzina je vožnje jednaka 1,5 m/s na svarenim tračnicama (tablica 100-16).

Prema tome je naprezanje uslijed opterećenja glavnim silama:

$$\sigma = \frac{1{,}1 \cdot 1\,020\,000 + 1{,}6 \cdot 6\,250\,000}{8\,070} = \frac{11\,120\,000}{8\,070} = 1380 \text{ [kp/cm}^2\text{]}$$

Dopušteno naprezanje prema tablici 100-17 je za materijal St 37 $\sigma_{dop} = 1400$ kp/cm².

Budući da je granik dovoljno zaštićen od zagrijavanja toplinom ljevačkih lonaca i kupolnih peći, naprezanja uslijed toplinskog uticaja nisu uzeta u obzir.

Do naprezanja u nosaču opterećenom glavnim i dodatnim silama može se doći na ovaj način:

Od dodatnih sila dolaze u obzir samo sile zaustavljanja pri vožnji, jer se granik nalazi u zatvorenom prostoru pa se pritisak vjetra ne uzima u račun.

Vodoravni moment savijanja uslijed sila zaustavljanja pri vožnji na osnovu izraza (100-177) i (100-178), iznosi:

$$max\, M' = \frac{1}{14}(max\, M_g' + max\, M_p)$$

$$max\, M_g' = \frac{G' \cdot l}{8} = \frac{5475 \cdot 1600}{8} = 1\,093\,000 \text{ [kp cm]}$$

gdje je G' stalno opterećenje koje dolazi kod promatranog granika u obzir za savijanje u vodoravnom smjeru. Ono se sastoji od:

1/2 težine glavnog nosača (s ukrućenjima)	1500 kp
težine prigonskog uređaja za vožnju granika (bez voznih točkova)	3500 kp
1/2 težine vjetrovnog veza (tj. čitav gornji vjetrovni vez)	175 kp
težina mosnice hodnika	300 kp
	5475 kp

Prema navedenome je:

$$max\, M' = \frac{1}{14}(1\,093\,000 + 6\,250\,000) = 525\,000 \text{ [kp cm]}$$

Taj moment preuzima gornji pojas glavnog nosača i gornji pojas pomoćnog nosača koji su međusobno udaljeni za 1500 mm, tj. za širinu hodnika. Prema tome je sila u gornjem pojasu:

$$P = \frac{525\,000}{150} = 3\,500 \text{ [kp]}$$

a naprezanje u gornjem pojasu uslijed te sile:

$$\sigma_h = \frac{P}{S} = \frac{3\,500}{64} = 55 \text{ [kp/cm}^2\text{]}$$

gdje je S površina presjeka gornjeg pojasa glavnog nosača u cm².

Sada se može napisati izraz za naprezanje uslijed opterećenja glavnim i dodatnim silama:

$$\sigma = \frac{\varphi \cdot max\, M_g + \psi \cdot max\, M_p}{W_{x2}} + \sigma_h \leqq \sigma_{dop}$$

$$\sigma = \frac{11\,120\,000}{9\,060} + 55 = 1\,280 \text{ [kp/cm}^2\text{]}$$

$\sigma_{dop} = 1600$ kp/cm² za St 37 u slučaju opterećenja 2.

III. Proračun svarenih spojeva

a. Spajanje pojasa vertikalnim limom. Naprezanje na smik vertikalnog lima nosača i svara, prema izrazu (100-207.1), ne smije biti veće od dopuštenog naprezanja. Treba da bude:

$$\tau'_{IO} = \frac{\Upsilon}{\alpha} \cdot \frac{max\, T_{IO} \cdot M_{st}}{J \cdot s} \leqq \sigma_{dop} = 1\,400 \text{ kp/cm}^2 \text{ za St 37}$$

Budući da je visina glavnog nosača na krajevima smanjena, računa se s presjekom veoma bliskom osloncu, za kojega je poprečna sila maksimalna. Taj je presjek prikazan na slici 100-116b. Položaj njegova težišta određen je veličinom e_2.

$$e_2 = \frac{5 \cdot 4 \cdot 2 + 22 \cdot 2 \cdot 5 + 60 \cdot 1 \cdot 36 + 22 \cdot 2 \cdot 67}{5 \cdot 4 + 22 \cdot 2 + 60 \cdot 1 + 22 \cdot 2} = 32 \text{ [cm]}$$

Moment tromosti toga presjeka i statički moment presjeka njegovog gornjeg pojasa iznose:

$$J = \frac{1 \cdot 60^3}{12} + 1 \cdot 60 \cdot 4^2 + 4 \cdot 5 \cdot 30^2 + 22 \cdot 2 \cdot 27^2 + 22 \cdot 2 \cdot 35^2 = 122\,900 \text{ [cm}^4\text{]}$$

$$M_{st} = 22 \cdot 2 \cdot 27 + 5 \cdot 4 \cdot 30 = 1790 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Debljina vertikalnog lima nosača $s = 1$ cm.

Maksimalna poprečna sila u krajnjem položaju vitla, uslijed stalnog i pomičnog opterećenja, može se na osnovu izraza (100-185) i (100-187) napisati ovako:

$$max\, T_{IO} = \varphi\frac{g \cdot l}{2} + \psi\left(2F - \frac{F \cdot i}{l}\right) = 1{,}1\,\frac{320 \cdot 16}{2} + 1{,}6\left(2 \cdot 9000 - \frac{9000 \cdot 2{,}2}{16}\right) =$$

$$= 29\,600 \text{ [kp]}$$

Vrijednost oblika $\alpha = 0{,}65$ prema tablici 100-21, red 9. Iz tablice 100-20 uzima se $\gamma = 1$ (opetovano opterećenje).

S navedenim vrijednostima iznosi naprezanje na smik vertikalnog lima nosača na prelazu između vertikalnog lima i gornjeg pojasa:

$$\tau'_{IO} = \frac{1}{0{,}65} \cdot \frac{29\,600 \cdot 1\,790}{122\,900 \cdot 1{,}0} \approx 670 \text{ [kp/cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{dop} = 1400 \text{ kp/cm}^2$$

Budući da je statički moment presjeka donjeg pojasa $M_{st} = 1540$ cm^3 dakle nešto manji od statičkog momenta presjeka gornjeg pojasa, i naprezanje će na smik vertikalnog lima nosača na prelazu između vertikalnog lima i donjeg pojasa biti nešto manje od gore izračunatog.

Ako je pojas spojen s vertikalnim limom svarom debljine $a = 4$ mm (vidi sliku 100-109b), onda je naprezanje na smik u samom svaru:

$$\tau'_{IO} = \frac{\gamma}{\alpha} \cdot \frac{max\, T_{IO} \cdot M_{st}}{J \cdot 2a} = \frac{1}{0{,}65} \cdot \frac{29\,600 \cdot 1\,790}{122\,900 \cdot 2 \cdot 0{,}4} \approx 840 \text{ [kp/cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{dop} = 1400 \text{ kp/cm}^2$$

Istim se načinom provjerava *naprezanje na smik u neutralnim vlaknima vertikalnog lima*, tj. u neutralnoj osi nosača, samo se za M_{st} mora uvrstiti statički moment presjeka nosača koji leži iznad neutralne osi, obzirom na neutralnu os. U tom je slučaju vrijednost oblika $\alpha = 0{,}8$ prema tablici 100-21, red 3. Prema tome je na osnovu izraza (100-207):

$$\tau''_{IO} = \frac{\gamma}{\alpha} \cdot \frac{max\, T_{IO} \cdot M_{st}}{J \cdot s} = \frac{1}{0{,}8} \cdot \frac{29\,600 \cdot 2\,130}{122\,900 \cdot 1{,}0} \approx 650 \text{ [kp/cm}^2\text{]}$$

gdje je $M_{st} = 2130$ cm^3.

Time je provjerena čvrstoća glavnog nosača na njegovim krajevima, gdje mu je visina smanjena.

Osim provjeravanja presjeka nosača koji je u blizini oslonca, treba provjeriti veličinu naprezanja u još jednom ili dva presjeka na onom dijelu nosača koji ima smanjenu visinu, a često se taj postupak provodi i za presjek na mjestu najvećeg momenta savijanja, koji se nalazi blizu sredine nosača.

U ovom ćemo primjeru provjeravanje naprezanja provesti za *presjek koji je udaljen od oslonca za* $x_1 = 0{,}9$ m.

Naprezanje na smik vertikalnog lima nosača na prelazu između vertikalnog lima i *gornjeg pojasa* iznosi:

$$\tau'_{I0,9} = \frac{\gamma}{\alpha} \cdot \frac{T_{I0,9} \cdot M_{st}}{J \cdot s} = \frac{1}{0{,}65} \cdot \frac{28\,000 \cdot 2\,360}{225\,000 \cdot 1{,}0} \approx 450 \text{ [kp/cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{dop} = 1400 \text{ [kp/cm}^2\text{]}$$

Poprečna sila na mjestu udaljenom 0,9 m od oslonca, uslijed stalnog i pomičnog opterećenja, iznosi prema grafičkim podacima prikazanim na slici 100-117:

$$T_{I0,9} = \varphi \cdot T_g + \psi \cdot T_p = 1{,}1 \cdot 2500 + 1{,}6 \cdot 15800 = 28000 \text{ [kp]}$$

Moment tromosti toga presjeka $J = 225\,000$ [cm^4], a statički moment njegova gornjeg pojasa $M_{st} = 2360$ [cm^3]. Debljina vertikalnog lima nosača $s = 1$ [cm], vrijednost oblika $\alpha = 0{,}65$, a faktor izmjeničnog naprezanja $\gamma = 1$.

Naprezanje na smik u samom svaru iznosi:

$$\tau'_{I0,9} = \frac{\gamma}{\alpha} \cdot \frac{T_{I0,9} \cdot M_{st}}{J \cdot 2a} = \frac{1}{0{,}65} \frac{28\,000 \cdot 2\,360}{225\,000 \cdot 2 \cdot 0{,}4} \approx 565 \text{ [kp/cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{dop} = 1400 \text{ [kp/cm}^2\text{]}$$

Drugi uslov koji mora da bude ispunjen za promatrani presjek je taj da na mjestu spajanja pojasa s vertikalnim limom glavno naprezanje σ_i ne prelazi dopušteno naprezanje:

$$\sigma_i = \frac{1}{\alpha}\left[\frac{\sigma_I}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{\sigma_I^2 + 4\tau_I^2}\right] \leqq \sigma_{dop} = 1\,400 \text{ kp/cm}^2 \text{ za St 37}$$

Prema izrazima (100-209) i (100-210) iznose pojedina naprezanja uz $\gamma = 1$:

$$\sigma_I = \gamma \cdot \frac{M_{I0,9} \cdot c}{J} = \frac{2\,460\,000 \cdot 35}{225\,000} \approx 390 \text{ [kp/cm}^2\text{]}$$

$$\tau_I = \gamma \cdot \frac{T_{I0,9} \cdot M_{st}}{J \cdot s} = \frac{28\,000 \cdot 2\,360}{225\,000 \cdot 1{,}0} \approx 300 \text{ [kp/cm}^2\text{]}$$

Moment savijanja na mjestu udaljenom 0,9 m od oslonca, uslijed stalnog i pomičnog opterećenja, iznosi prema grafičkim podacima prikazanim na slici 100-117:

$$M_{I0,9} = \varphi \cdot M_g + \psi \cdot M_p = 1{,}1 \cdot 200\,000 + 1{,}6 \cdot 1\,400\,000 = 2\,460\,000 \text{ [kp cm]}$$

Udaljenost promatranog prelaza od vertikalnog lima na pojas do neutralne osi nosača iznosi $c = 35$ cm. S vrijednošću oblika $\alpha = 1{,}1$ prema tablici 100-21, red 8, iznosi glavno naprezanje:

$$\sigma_i = \frac{1}{1{,}1}\left[\frac{390}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{390^2 + 4 \cdot 300^2}\right] \approx 500 \text{ [kp/cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{dop} = 1400 \text{ kp/cm}^2$$

Budući da je debljina kutnog svara $a < s/2$, i naprezanje se u svaru mora uzeti u obzir. To se provede na taj način da se u izraz za τ_I mjesto debljine vertikalnog lima s uvrsti vrijednost $2a = 2 \cdot 0{,}4$. Time bi bilo $\tau_I \approx 370$ kp/cm^2, a glavno naprezanje $\sigma_i \approx 560$ kp/cm^2.

Za taj isti presjek, koji je udaljen od oslonca za $x_1 = 0{,}9$ m, treba provjeriti i veličinu naprezanja na prelazu između vertikalnog lima i *donjeg pojasa*.

Naprezanje na smik vertikalnog lima nosača na prelazu između vertikalnog lima i donjeg pojasa iznosi:

$$\tau'_{I0,9} = \frac{\gamma}{\alpha} \cdot \frac{T_{I0,9} \cdot M_{st}}{J \cdot s} = \frac{1}{0{,}65} \cdot \frac{28\,000 \cdot 2\,030}{225\,000 \cdot 1{,}0} \approx 590 \text{ [kp/cm}^2\text{]}$$

gdje je statički moment donjeg pojasa presjeka, koji se nalazi na mjestu udaljenom od oslonca za $x_1 = 0{,}9$ m, $M_{st} = 2030$ cm³.

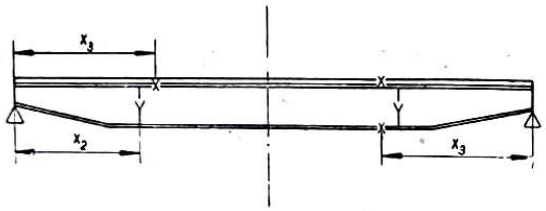
Naprezanje u samom svaru je:

$$\tau_I'{}_{0,9} = \frac{\gamma}{\alpha} \cdot \frac{T_{I0,9} \cdot M_{st}}{J \cdot 2a} = \frac{1}{0{,}65} \cdot \frac{28\,000 \cdot 2\,030}{225\,000 \cdot 2 \cdot 0{,}4} \approx 490 \text{ [kp/cm²]}$$

$$\sigma_{dop} = 1400 \text{ kp/cm²}$$

Glavno naprezanje σ_i na mjestu spajanja vertikalnog lima nosača s donjim pojasom u ovom slučaju ne treba proračunavati, jer se mnogo ne razlikuje od glavnog naprezanja koje se odnosi na gornji pojas, a to je daleko ispod dopuštenog naprezanja.

b. Stično povezivanje vertikalnog lima. Vertikalni lim glavnog nosača izrađen je od tri dijela koja su međusobno spojena V svarom na udaljenost $x_2 = 4$ m od oslonca, kako je prikazano na slici 100-118. Svar je izveden s očišćenim i prevarenim korijenom.



Sl. 100-118

Naprezanje na smik u svaru prema izrazu (100-211) ne smije biti veće od dopuštenog naprezanja.

$$\tau_I' = \frac{\gamma}{\alpha} \cdot \frac{T_{I4}}{s \cdot h} = \frac{1}{0{,}65} \cdot \frac{21\,100}{1{,}0 \cdot 120} \approx 270 \text{ [kp/cm²]}$$

Poprečna sila uslijed stalnog i pomičnog opterećenja na mjestu sastava udaljenom za 4 m od oslonca iznosi prema grafičkim podacima prikazanim na slici 100-117:

$$T_{I4} = \varphi \cdot T_g + \psi \cdot T_p = 1{,}1 \cdot 1\,300 + 1{,}6 \cdot 12\,300 = 21\,100 \text{ [kp]}$$

Debljina vertikalnog lima $s = 1$ cm, njegova visina $h = 120$ cm, $\gamma = 1$, a vrijednost oblika $\alpha = 0{,}65$. $\sigma_{dop} = 1400$ kp/cm².

Osim navedenog zahtjeva u pogledu naprezanja na smik, treba i glavno naprezanje prema izrazu (100-212) da bude manje od dopuštenog naprezanja.

$$\sigma_i = \frac{1}{\alpha}\left[\frac{\sigma_I}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{\sigma_I^2 + 4\tau_I^2}\right] \leqq \sigma_{dop} = 1\,400 \text{ [kp/cm²]}$$

$$\tau_I = \gamma \cdot \frac{T_{I4}}{s \cdot h} = \frac{21\,100}{1{,}0 \cdot 120} \approx 175 \text{ [kp/cm²]}$$

$$\sigma_I = \gamma \cdot \frac{M_{I4} \cdot \frac{h}{2}}{J} = \frac{7\,938\,000 \cdot 60}{545\,700} \approx 870 \text{ [kp/cm²]}$$

Moment savijanja uslijed stalnog i pomičnog opterećenja na mjestu sastava, udaljenom 4 m od oslonca, iznosi prema grafičkim podacima prikazanim na slici 100-117:

$$M_{I4} = \varphi \cdot M_g + \psi \cdot M_p = 1{,}1 \cdot 80\,000 + 1{,}6 \cdot 4\,900\,000 = 7\,938\,000 \text{ [kpcm]}$$

Vrijednost oblika $\alpha = 1$ prema tablici 100-21, red 10, $\gamma = 1$, moment tromosti presjeka $J = 545\,700$ cm⁴, visina vertikalnog lima $h = 120$ cm, a njegova debljina $s = 1$ cm. Prema navedenom glavno je naprezanje:

$$\sigma_i = \frac{870}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{870^2 + 4 \cdot 175^2} \approx 910 \text{ [kp/cm²]}$$

$$\sigma_{dop} = 1400 \text{ [kp/cm²]}$$

c. Stično povezivanje lamela. Spajanje lamele donjeg i gornjeg pojasa izvedeno je na udaljenosti $x_3 = 4{,}5$ m od desnog, odnosno lijevog oslonca, kako je to prikazano na slici 100-118. Lamele su svarene tupim X-svarom kojemu je očišćen korijen, a sa svake je strane obrađen.

Na mjestu spajanja lamele donjeg pojasa, tj. pojasa u kojem vlada vlak, naprezanje na savijanje treba da bude:

$$\sigma_I = \frac{\gamma}{\alpha} \frac{M_{I4,5}}{W_{x1}} \leqq \sigma_{dop} = 1\,400 \text{ [kp/cm²]}$$

Moment savijanja uslijed stalnog i pomičnog opterećenja na mjestu sastava, udaljenom 4,5 m od oslonca, iznosi prema grafičkim podacima prikazanim na slici 100-117:

$$M_{I4,5} = \varphi \cdot M_g + \psi \cdot M_p = 1{,}1 \cdot 82\,000 + 1{,}6 \cdot 5\,270\,000 = 8\,540\,000 \text{ [kpcm]}$$

Moment otpora $W_{x1} = 8070$ cm³, $\gamma = 1$, $\alpha = 0{,}8$, prema tablici 100-21, red 4.

Prema navedenome iznosi naprezanje na savijanje:

$$\sigma_I = \frac{1}{0{,}8} \cdot \frac{8\,540\,000}{8\,070} \approx 1\,330 \text{ [kp/cm²]}$$

Na mjestu spajanja lamele gornjeg pojasa, tj. pojasa u kojem vlada tlak, iznosi naprezanje na savijanje:

$$\sigma_I = \frac{\gamma}{\alpha} \cdot \frac{M_{I4,5} \cdot 56{,}3}{J} = \frac{8\,540\,000 \cdot 56{,}3}{545\,700} \approx 880 \text{ [kp/m²]}$$

gdje je $\gamma = 1$, $\alpha = 1$, prema tablici 100-21, red 5, a vrijednost 56,3 je udaljenost u cm gornje površine promatrane lamele od osi koja prolazi težištem presjeka nosača.

d. Vertikalna ukrućenja izvedena su pomoću plosnata željeza 90×8. Njihova međusobna udaljenost iznosi 1300 mm, a pričvršćena su za vertikalni lim nosača kutnim svarom debljine 3 mm.

IV. Progib nosača

Progib nosača uslijed pomičnog opterećenja je:

$$y'' = \frac{F \cdot d(3l^2 - 4d^2)}{24\,EJ} = \frac{9\,000 \cdot 690\,(3 \cdot 1\,600^2 - 4 \cdot 690^2)}{24 \cdot 2\,100\,000 \cdot 545\,700} = 1{,}3 \text{ [cm]}$$

Progib nosača uslijed stalnog opterećenja je:

$$y' = \frac{5 \cdot G \cdot l^3}{384\,EJ} = \frac{5 \cdot 5\,100 \cdot 1\,600^3}{384 \cdot 2\,100\,000 \cdot 545\,700} = 0{,}24 \text{ [cm]}$$

Ukupni progib u sredini nosača je:

$$y = y' + y'' = 0{,}24 + 1{,}3 \approx 1{,}6 \text{ [cm]}$$

što je u skladu s dopuštenim progibom.

Rešetkasti nosači

Rešetkasti nosači mnogo se upotrebljavaju, jer oni su od svih vrsti nosača najlakši i s njima se lako postiže mali progib i na velikim rasponima. U posljednje se vrijeme u slučajevima u kojima bi bili prikladniji rešetkasti nosači često primjenjuju punostjeni svareni nosači, jer se jednostavnije izrađuju i jeftiniji su, iako nešto teži. U eksploataciji granika važno je da mu je težina mala, naročito za velike brzine vožnje, jer pogonski troškovi neprestano teku, dok se troškovi proizvodnje granika samo jednom plaćaju.

Ima međutim područja srednjih raspona između 12—16 m, naročito kod većih nosivosti, za koja se mostovi granika s punostjenim svarenim nosačima mogu izraditi lakši, i to za oko 10%, od mostova granika s rešetkastim zakivanim nosačima. To je područje za koje su se ranije gradili mostovi granika s punostjenim zakivanim nosačima.

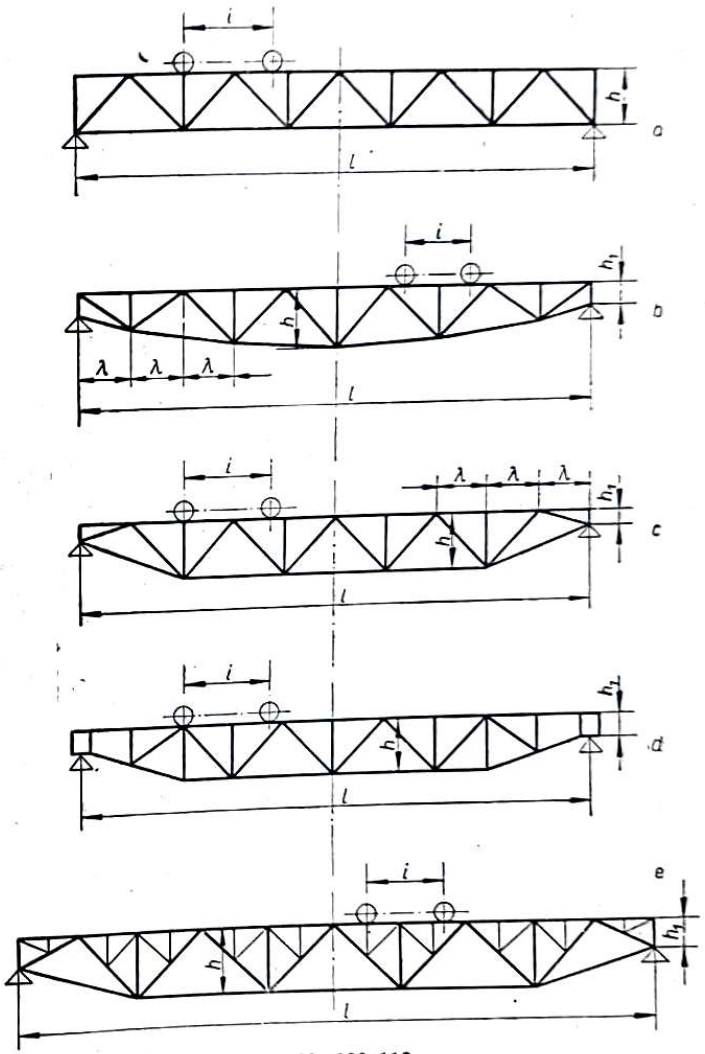
Rešetkasti nosači mogu se izvesti ili zakivanjem ili svarivanjem. Prema tome razlikujemo rešetkaste zakivane nosače od rešetkastih svarenih nosača. Rešetkasti svareni nosači su za oko 20—25% lakši od rešetkastih zakivanih nosača. Ušteda na težini granika s rešetkastim svarenim nosačima prema graniku s rešetkastim zakivanim nosačima iznosi oko 15%. Navedeni procenti dosta su nepouzdani, jer se često uspoređuju moderne svarene konstrukcije sa starijim zakivanim konstrukcijama kojih su štapovi prilično predimenzionirani, da konstrukcija ne bi za vrijeme vožnje treperila. Treperenie konstrukcije stvara neugodnu buku i utisak nesolidnosti izvedbe granika.

Prema onom što propisuje DIN 120 [82] ne smiju se granicima i prugama granika grupe III i IV rešetkasti dijelovi svarivati. To znači da se rešetkasti nosači mogu svarivati samo za granike grupe I i II.

U primjenjivaniu privremenih propisa za svarene punostjene željezničke mostove (DV 848) na svarivane rešetkaste nosače vidi se da dopušteno naprezanje za osnovni materijal u blizini neobrađenog kutnog svara može pasti pri izmjeničnom opterećenju do na 600 kp/cm². U tom je slučaju za dopušteno naprezanje, prema izrazu (100-206):

$$k' = \frac{\alpha}{\gamma} 1\,400 \text{ [kp/cm}^2\text{]}$$

prema tablici 100-21, red 14/15, vrijednost oblika $\alpha = 0{,}56$, a prema tablici 100-20 vrijednost $\gamma = 1{,}3$. Kad bi se svar obradio, što dakako i stoji novaca, bilo bi dopušteno naprezanje povoljnije, jer bi njegova najniža vrijednost dosizala samo do 860 kp/cm². Na zakivanim konstrukcijama uz iste okolnosti, tj. kad je $\gamma = 1{,}3$, dopušteno naprezanje za osnovni materijal daleko je više. Ono iznosi 1080 kp/cm². Prema tome se vidi da je iskorištenje materijala uslijed kutnih svarova znatno sniženo, skoro za 45% u slučaju neobrađenih svarova. Drugim riječima to znači da primjenom navedenih propisa (DV 848) ušteda na težini kod granika s rešetkastim svarenim nosačima prema graniku s rešetkastim zakivanim nosačima postaje još manja od ranije navedene.



Sl. 100-119

Oblici rešetkastih nosača koji se često primjenjuju prikazani su na slici 100-119. Ako se zahtijeva da se vitao kreće po donjem pojasu nosača, dolazi do primjene nosača s paralelnim pojasima, prikazanog na slici 100-119a. Prema rešetkastim nosačima ostalih oblika taj je nosač teži, pa se zbog toga primjenjuje samo onda kad je to neophodno potrebno. Nosač paraboličnog oblika, prikazan na istoj slici pod *b*, može se najbolje prilagoditi momentnoj liniji uslijed stalnog i pomičnog opterećenja i zbog toga mu je težina manja od nosača ostalih oblika. Ipak mu ta prednost ne osigurava čestu primjenu jer je nezgodan za izradu. Nešto teži od ovoga, ali mnogo povoljniji u pogledu izrade, je rešetkasti nosač trapezna oblika. Prikazan je na slici 100-119c i 100-119d. Taj se oblik nosača najčešće upotrebljava. Na istoj je slici pod *e* prikazan nosač koji se upotrebljava za granike velikih raspona. Kod tih je raspona odstojanje točkova vitla *i* često maleno prema širini polja λ. Uslijed toga bi pritisci točkova vitla jako opteretili štapove gornjeg pojasa na savijanje, što bi zahtijevalo velike presjeke tih štapova i time povećalo težinu nosača. Da bi se naprezanja na savijanje u tim štapovima smanjila, a time i njihove dimenzije, umeću se u rešetkasti sistem nosača dodatni štapovi, kojima se štapovi gornjeg pojasa podupru da im se raspon savijanja smanji na polovicu.

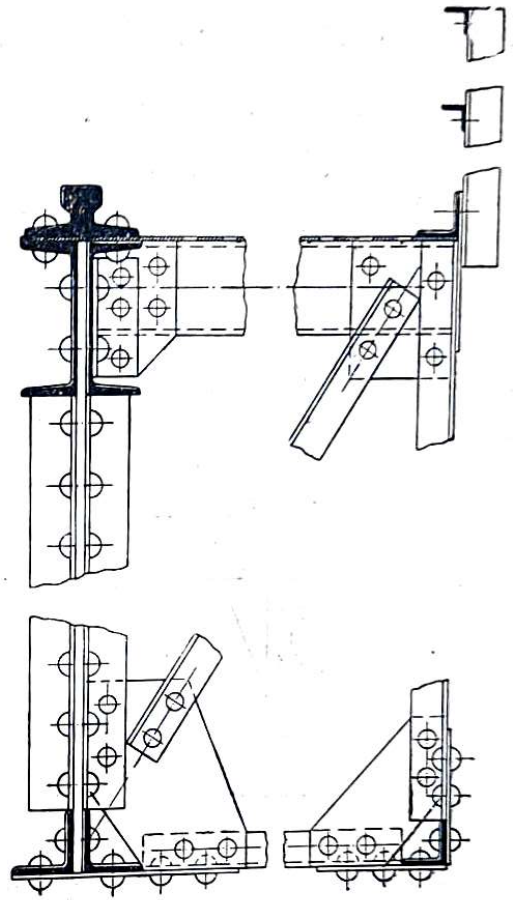
Rešetkasti se nosači upotrebljavaju za glavne nosače granika na rasponima oko 12 m i više. Visina tih nosača obično iznosi:

$$h = \frac{1}{12} l \text{ do } \frac{1}{10} l \qquad (100\text{-}217)$$

gdje je l raspon granika. Zahtijevaju li iznimne prilike, može visina nosača iznositi i 1/15 njegova raspona. Visina nosača na njegovim krajevima h_1 ovisi o visini poprečnog nosača i iznosi obično $h_1 \approx 0{,}4\ h$ do $0{,}45\ h$. Iz proizvodnih je razloga zgodno da je broj polja rešetkastog sistema paran. Širina polja λ obično se odabire sa $\lambda \approx h$.

Kad se pristupa *proračunu rešetkastih nosača,* najprije se odabere njegova teoretska visina prema izrazu (100-217). Širine polja rešetkastog sistema obično se odabiru tako da dijagonale s vertikalama zatvaraju kut od približno 45°, kako se to vidi na slici 100-119. Veličina toga kuta može se kretati od približno 40° do približno 50°. Nakon odabiranja uzdužnog oblika nosača pristupa se određivanju sila u pojedinim štapovima. Pri tome treba razlikovati štapove koji pripadaju rešetkastom sistemu od štapova koji su namijenjeni kojoj drugoj svrsi. Tako je na primjer svrha vertikala, tj. vertikalnih štapova u rešetkastim sistemima prikazanim na slici 100-119a-d, da smanje na polovicu raspon štapova gornjeg pojasa, koji su opterećeni i na savijanje. Time se ujedno smanjuje i dužina izvijanja tih štapova pojasa, koji su opterećeni na tlak. Vertikalni štapovi prenose pritisak točka vitla sa štapova gornjeg pojasa na čvorove donjeg pojasa nosača.

Rešetkasti su nosači sastavljeni od pojedinih štapova spojenih u čvorovima. U statičkom proračunu rešetkastih nosača smatraju se ti čvorovi idealnim zglobovima u kojima nema nikakva trenja. Štapovi prenose samo uzdužne sile. Uslov je da sve vanjske sile djeluju samo u čvorovima. Zbog toga se štapovi pojasa po kojima se kreće vitao smatraju elementom koji prenosi vanjsku silu, tj. pritisak točka vitla, na čvorove nosača između kojih se opterećeni štap pojasa nalazi. Istovremeno prenosi taj štap pojasa, kao dio cjeline rešetkastog nosača, i silu štapa koja djeluje u njegovom uzdužnom pravcu.



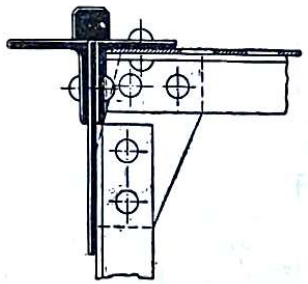
Sl. 100-120

Do maksimalnih veličina sila u pojedinim štapovima rešetkastih nosača granika, koje su prouzrokovane pomičnim opterećenjem, obično se dolazi primjenom uplivnica. Do sila u štapovima koje nastaju uslijed stalnog opterećenja dolazi se na najjednostavniji način metodom Cremone. Budući da su gornji i donji pojas glavnog nosača mosta granika ujedno i pojasi gornjeg i donjeg vjetrovnog veza mosta granika, moraju se uzimati u obzir i sile koje se pojavljuju u vjetrovnim vezovima. Postupak je obično takav da se glavni nosač najprije dimenzionira na osnovu glavnih sila, tj. za slučaj opterećenja 1. Kasnije se odredi i spomenuta sila

u štapu, koja nastaje uslijed dodatnih sila, da bi se moglo uzeti u obzir i naprezanje kojemu je ona uzrok. Za granike manjih nosivosti obično se ta sila odredi računski, a za granike većih nosivosti preporučuje se da se do veličine te sile dođe na osnovu Cremonina plana za vjetrovni vez granika.

Na osnovu određenih odnosno izračunatih sila u pojedinim štapovima rešetkastog nosača mogu se oblikovati i dimenzionirati pojedini elementi nosača granika. Slijedećim slikama prikazano je *nekoliko konstrukcionih rješenja pojedinih detalja* rešetkastih zakivanih nosača i rešetkastih svarivanih nosača.

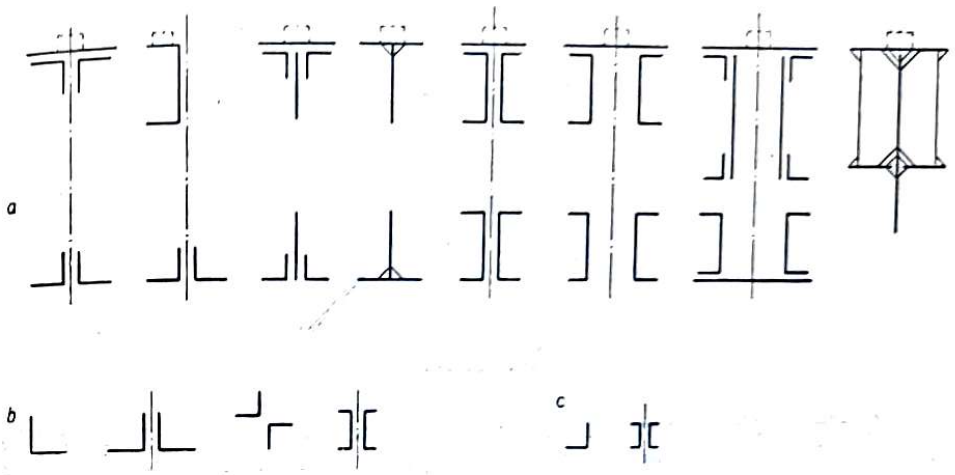
Na slici 100-82 prikazan je most granika građen od rešetkastih nosača. Presjek polovice mosta, koji obuhvaća glavni nosač, pomoćni nosač i hodnik granika, vidi se na slici 100-120. Gornji pojas glavnog nosača sastavljen je od različitih profilnih željeza. Odabiranjem i slaganjem tih profila dolazi se do različitih oblika gornjeg pojasa. Često se za tu svrhu upotrijebe dva *U* željeza, kako je prikazano na slici 100-120. Između njih se stavlja čvorni lim na koji su pričvršćeni i ostali štapovi rešetkastog nosača. *U* željeza čine pojas krutim, ali i težim od pojasa koji je izrađen od dva kutnika i jednog lima, kako je prikazano na slici 100--121. Taj se lim proteže uzduž čitava nosača, a visina mu je tolika da



Sl. 100-121

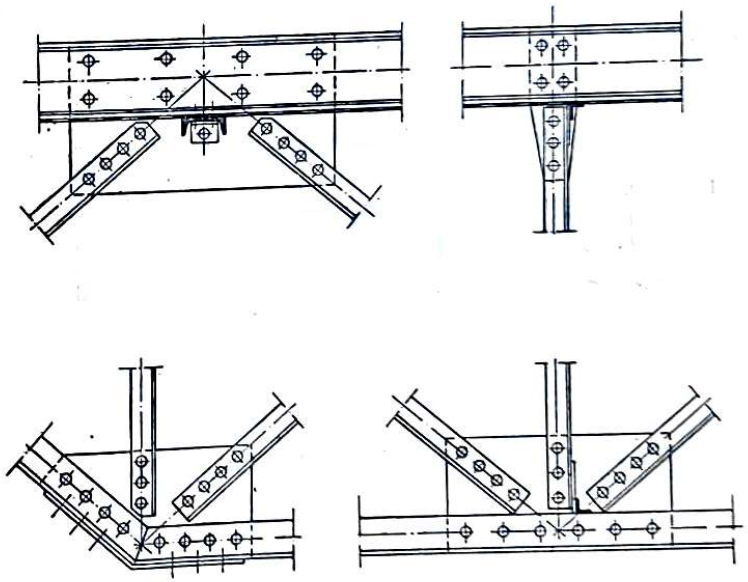
se u čvorovima mogu neposredno na njega pričvrstiti ostali štapovi čvora. Takav presjek ne daje pojasu toliku krutost kao onaj sastavljen od *U* željeza, uglavnom zbog toga što na mjestima na kojima spomenuti uzdužni lim nije opterećen na savijanje, opterećen je samo na tlak, tj. na izvijanje, a taj lim na donjoj strani nije nikako ukrućen. Ta se situacija pogoršava u slučajevima u kojima dolazi do negativnog momenta savijanja u štapu pojasa, jer su pri takvom savijanju upravo u donjem dijelu uzdužnog lima naprezanja tlačna. Taj se slučaj može pojaviti u gornjem pojasu, jer on je kontinuiran nosač na nekoliko ležajeva. Donji pojas glavnog nosača obično je sastavljen od dva kutnika. Na slici 100--122a prikazani su različiti oblici presjeka gornjeg i donjeg pojasa rešetkastih nosača. Na istoj je slici pod *b* prikazano nekoliko presjeka dijagonalnih štapova, a pod *c* dva presjeka vertikalnih štapova.

Na slici 100-123 prikazano je nekoliko čvorova rešetkastog zakivanog nosača. U konstrukciji prikazanoj na ovoj slici uzeta je kao os štapa, koja treba da se pokriva s pravcima sistema rešetke, os kroz rupe zakovica štapa. Za kutnike se ta os uzima kao mjerodavna ako su kutnici



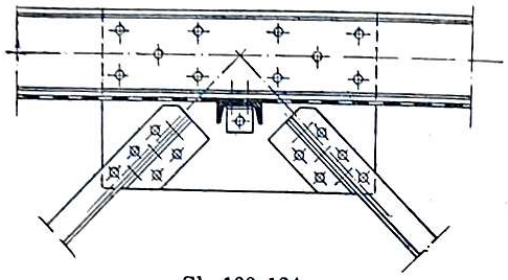
Sl. 100-122 Presjeci štapova rešetkastih nosača.

vezani samo sa svojim jednim krakom. Za U- željeza je kao mjerodavna os uzeta os koja prolazi težištem njegova presjeka. Ta se os uzima kao mjerodavna onda kada je vezanje štapa izvedeno simetrično s obzirom na tu os.



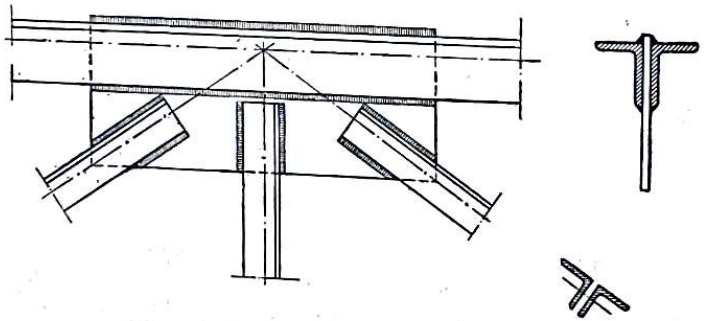
Sl. 100-123

Za kutnike se os kroz težište njegova presjeka uzima kao mjerodavna samo onda kad je kutnik vezan s oba svoja kraka, kako je prikazano na slici 100-124. Takvo vezanje štapova na čvorni lim, tj. pomoću dodatnih kutnika, znatno smanjuje veličinu čvornog lima prema čvornom limu na koji su kutnici vezani zakovicama koje su sve smještene u jednom njegovom kraku.



Sl. 100-124

Trajnost čvrstoće *rešetkastih svarenih nosača* mnogo se teže postiže nego trajnost čvrstoće svarenih punostjenih nosača. Uzrokom pucanju na rešetkastim nosačima su čelni i bočni kutni svarovi. Da bi se ta opasnost odstranila mora najmanje istezanje same mase svara biti $\delta > 15\%$ [84], a korijeni svarova moraju biti dobro svareni. Dobro je obraditi i kratere na krajevima bočnih kutnih svarova. Već pri odabiranju sistema rešetke nosača treba voditi računa o prikladnosti pojedinih čvorova nosača za svarivanje. Tako je npr. sistem rešetke nosača prikazan na slici 100-119d prikladniji za svarenu konstrukciju od sistema rešetke prikazanog na istoj slici pod *c*, zbog kompliciranosti svarivanja čvora na pregibu donjeg pojasa, u kojem se povezuje pet štapova.



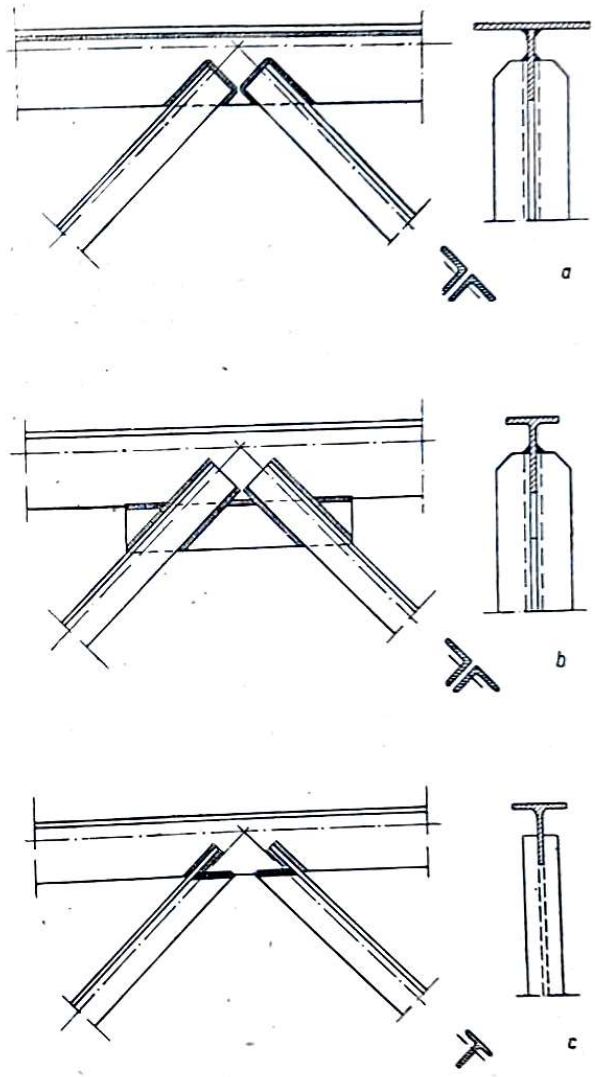
Sl. 100-125 »Svarena zakivana konstrukcija« čvora.

Među svarenim konstrukcijama često nailazimo na takve kojima je konstruktor zadržao oblik zakivane konstrukcije, na kojoj je samo zakovice zamijenio svarovima. Takva jedna »svarena zakivana konstrukcija« nekog čvora prikazana je na slici 100-125. Takva konstrukcija nema niti

jednu prednost koja se očekuje i zahtijeva od svarene konstrukcije. Ona je samo nesigurnija, pa je prema tome nema smisla ni izvoditi.

Od svarene konstrukcije zahtijeva se ušteda materijala i troškova izrade prema zakivanim konstrukcijama. Te lakše konstrukcije treba još da budu jednostavne, elegantne i estetski izvedene.

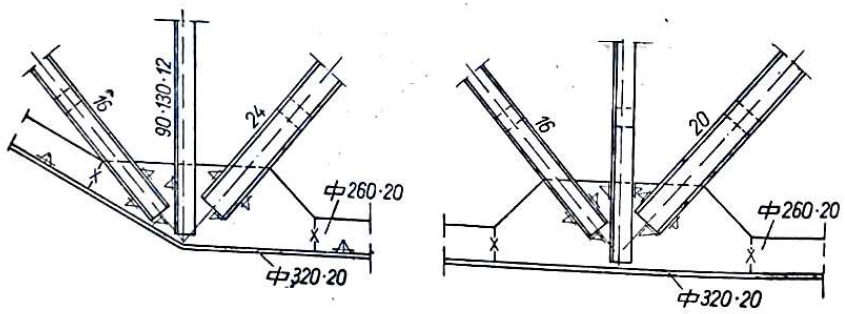
Već malim konstrukcionim promjenama, koje su i dosta skupe, može se doći do ispravne svarene konstrukcije. Pomoću raznih izreza i proreza na profilnim željezima mogu se kutni svarovi zamijeniti tupim i tako



Sl. 100-126

osigurati znatno bolji tok sila na tim prelazima. Takav način konstruiranja ne treba primjenjivati i tamo gdje su naprezanja mala, gdje se to ne zahtijeva, npr. kod pomoćnih nosača i vjetrovnih vezova; nema smisla izrađivati previše dobre spojeve, već odgovarajuće.

Pojasi rešetkastih svarenih nosača obično su jednodjelni, a presjek im je oblika *T*, kao što to prikazuju posljednja dva presjeka na slici 100-122a. Ti pojasi mogu biti izrađeni od svarenih plosnatih željeza, T-željeza ili raspolovljenog I- nosača. Profilna željeza mogu se vezati na pojase u čvornim limovima rešetkastih svarenih nosača na način prikazan slikom 100-126. Na toj je slici pod *a* i *b* prikazan način vezanja kutnika na pojas u čvoru bez čvornog lima i s čvornim limom. Ova rješenja imaju uobičajene nedostatke vezanja profilnih željeza u rešetkastim konstrukcijama. Kod njih je prelaz sile iz kutnika u pojas nepovoljan i izaziva znatna vrhunska naprezanja u svaru i osnovnom materijalu. Da bi se postigao povoljniji tok sile pri prelazu, i smanjenje naprezanja, treba takav čvor izvesti na način prikazan pod *c* na spomenutoj slici. Ovdje je pomoću izreza načinjenog u T- željezu omogućeno njegovo vezanje s tupim svarom. Pri tome treba nastojati da se dužine pojedinih svarova tako odaberu da rezultanta sila koje prenose pojedini svarovi padne u neutralnu os štapa, koji se tim svarovima veže. To je svakako skuplji način i zahtijeva više radnog vremena, ali se unatoč tome uvijek preporučuje za izradu glavnih nosača granika. Način izvođenja čvorova prikazan na slici pod *a* i *b* primjenjuje se samo za sporednije dijelove granika, kao što su pomoćni nosač mosta granika, njegovi vjetrovni vezovi i glavni nosač mosta granika I grupe.



Sl. 100-127

Na slici 100-127 prikazana su dva čvora svarenog nosača nekog granika nosivosti 80 t [85]. I ovdje su štapovi ispune, koji su sastavljeni od dvostrukog U- profila, vezani kutnim svarovima, što ne daje povoljan tok sile na tim prelazima.

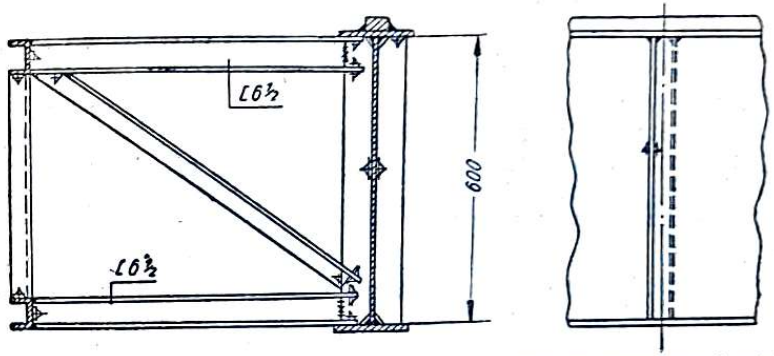
Slika 100-128 prikazuje presjek kroz glavni i pomoćni nosač mosta granika. Glavni je nosač punostjen, a pomoćni je rešetkast. Donji vjetrovni vez ne treba po mogućnosti privariti kutnim svarovima na donji pojas glavnog nosača, tj. poprečnim kutnim svarovima u zoni jako napregnutoj na vlak. Tamo gdje je to propisima zabranjeno to se niti ne

smije izvesti. Privarivanje vjetrovnog veza na tlačni pojas glavnog nosača može se već prije dopustiti, ako je u pitanju jednostavnost izvedbe.

Vezanje štapova

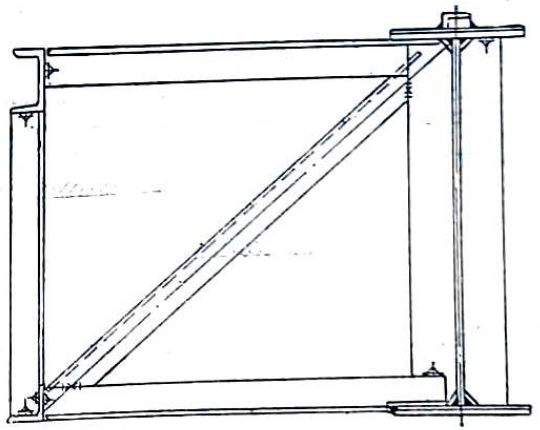
Vezanje dijagonalnih štapova na *zakivanim nosačima* može se izvesti pomoću niza zakovica u jednom kraku kutnika, kako je prikazano na slici 100-123. Kad je mnogo zakovica, rasporede se one u dva ili više redova. To se može izvesti i pomoću dodatnih kutnika, što je prikazano na slici 100-124. Dodatni kutnik veže se uz glavni sa 50% više zakovica nego je računom određeno. Potreban broj zakovica za vezanje dijagonalnih štapova može se dobiti iz izraza:

$$max\, D = k_n \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot n \qquad (100\text{-}218)$$



Sl. 100-128 Punostjeni svareni nosač granika s pomoćnim nosačem i vjetrovnim vezovima [86].

gdje je *max D* maksimalna sila u štapu, $k_n = 600$ kp/cm² specifični otpor klizanja za jednorezne zakovice, *d* promjer zakovica, a *n* potreban broj zakovica.



Sl. 100-129 Punostjeni glavni nosač i rešetkasti pomoćni nosač granika u svarenoj izvedbi [87].

Potreban broj zakovica za vezanje čvornog lima za gornji pojas može se dobiti tako da se postavi izraz prema kojem te zakovice treba da prenesu razliku sila u štapovima gornjeg pojasa, koji se nalaze sa svake strane promatranog čvora. Ta razlika sila iznosi:

$$G = max\ G_2 - G_1 \qquad (100\text{-}219)$$

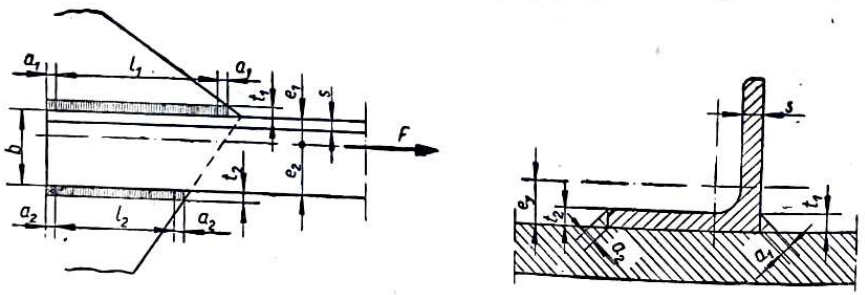
gdje je G_1 sila u štapu G_1 (slika 100-123) u momentu kad u štapu G_2 djeluje sila $max\ G_2$, tj., maksimalna sila. Na isti se način izračuna i potreban broj zakovica za vezanje čvornog lima za donji pojas. U tom je slučaju razlika sila koju treba da prenesu zakovice:

$$P = max\ P_2 - P_1 \qquad (100\text{-}220)$$

gdje je P_1 sila u štapu donjeg pojasa P_1 u momentu kad u štapu P_2 djeluje maksimalna sila $max\ P_2$.

Na svarivanim nosačima treba štapove po mogućnosti tako vezati da njihovo naprezanje bude jednako po čitavom presjeku. Da bi se to postiglo treba svar izvesti tako da rezultanta sila koje svar prenosi pada u neutralnu os štapa. Pri tome se pretpostavlja jednako opterećenje svara, po jedinici površine presjeka, na čitavu njegovom presjeku. Štapovi nosača moraju biti tako vezani da se njihova neutralna os, tj., os kroz težište njihova presjeka, pokriva s pravcima sistema rešetke.

Pri vezanju štapova ne mogu se uvijek izvesti svarovi tako da se postigne navedeni zahtjev, ali treba takvom izvođenju težiti, jer ekscentričnim opterećenjem štapova u njima se izazivaju naprezanja na savijanje. Ako su ta naprezanja znatna treba ih uzimati u obzir. To se često čini na taj način da se odaberu niža dopuštena naprezanja za svar.



Sl. 100-130

Kutnik se obično veže svarivanjem načinom prikazanim na slici 100-130. Ukupna površina nosivog presjeka kutnih svarova potrebna za pričvršćivanje kutnika na lim može se proračunati iz izraza:

$$potr\ S_{sv} = \frac{1}{0{,}65} \cdot S_k \qquad (100\text{-}221)$$

Prema DIN 4100 dopušteno je naprezanje za kutne svarove (čeone i bočne) pri svakoj jednostavnoj vrsti naprezanja za materijal St 37 i St 52 [88]:

$$\sigma_{dop\ sv} = 0{,}65 \cdot \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}222)$$

gdje je σ_{dop} dopušteno naprezanje za osnovni materijal prema tablici 100-17, a 0,65 faktor smanjivanja. S_k je površina presjeka kutnika.

Ukupna površina svara:

$$S_{sv} = S'_{sv} + S''_{sv} \qquad (100\text{-}223)$$

gdje površine pojedinih svarova zbog nesimetričnosti štapa, a u skladu sa ranije iznesenim zahtjevima u pogledu vezanja štapova, iznose:

$$S'_{sv} = \frac{S_{sv} \cdot e_2}{b} \qquad (100\text{-}224)$$

$$S''_{sv} = \frac{S_{sv} \cdot e_1}{b} \qquad (100\text{-}225)$$

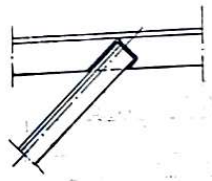
e_1 i e_2 su udaljenosti pojedinih svarova od osi štapa.

Na osnovu površina S'_{sv} i S''_{sv} mogu se za određenu konstrukciju odrediti dužine pojedinih svarova l i njihove debljine a. Općenito je debljina svara $a \leqq 0{,}7 \cdot s_{min}$, gdje je sa s_{min} označena minimalna debljina stijena koje se vežu svarivanjem. Minimalna debljina nosivog svara obično je 3,5 mm. Maksimalna dužina bočnog kutnog svara pri vezanju štapova neka ne bude veća od $40 \cdot a$, a niti manja od 40 mm. Izračunate dužine pojedinih svarova treba za izvođenje povećati za veličinu $2 \cdot a$ zbog kratera na početku i završetku svara.

Pri dimenzioniranju promatranog svarnog spoja na osnovu sile u štapu može se do potrebne površine svara doći pomoću ovog izraza:

$$potr\ S_{sv} = \frac{F}{\sigma_{dop\ sv}} \qquad (100\text{-}226)$$

U slučaju potrebe mogu se bočni svarovi skratiti ako se doda čeoni svar kako je to prikazano na slici 100-131. I u ovom slučaju treba da svarovi budu tako izvedeni da ispunjavaju ranije izložen uslov, tj. rezultanta sila koju prenose svarovi treba da padne u težišnu os kutnika (samo u projekciji, a ne u prostoru). Kod primjene bočnih i čeonih svarova u spoju se veoma nesigurno određuje kako su razdijeljene sile na pojedine svarove. To mnogo ovisi i o postupku pri svarivanju.

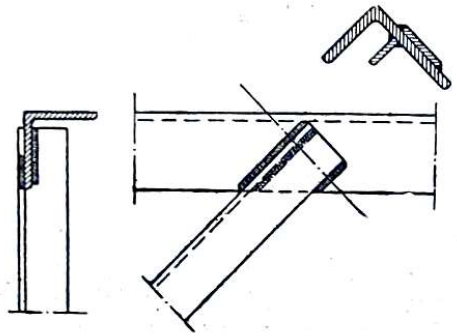


Sl. 100-131

Ako treba vezati štap koji se sastoji samo od jednog kutnika, kao što je to slučaj s vjetrovnim vezovima, onda se to može izvesti kao što je prikazano na slici 100-132. To je solidan, ali i skup spoj, jer plamenikom treba isjeći potreban utor. U tom spoju dva su svara bliža težištu presjeka pripojenog kutnika pa je time smanjen ekscentricitet pričvršćivanja kutnika. Prema tome je i veličina momenta savijanja uslijed ekscentričnog pričvršćenja štapa:

$$M = F \cdot e_y \qquad (100\text{-}227)$$

manja (vidi sliku 100-130).

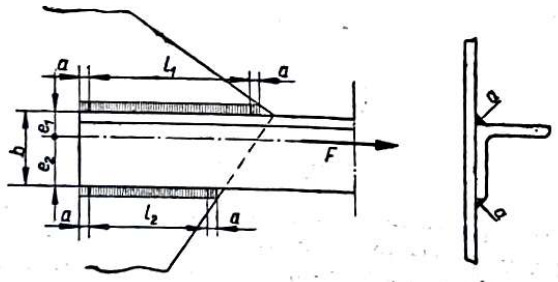


Sl. 100-132

Pri tačnijem određivanju potrebnih svarova za pričvršćenje kutnika mora se i navedeni moment savijanja uzeti u obzir. U tom slučaju treba provjeriti i ukupno naprezanje u svaru koje je sastavljeno od naprezanja na smik i na savijanje. Obično se ti spojevi računaju samo na smik, a naprezanje na savijanje se zanemaruje.

Primjer

Kutnik 60 · 60 · 6 treba vezati na lim svarivanjem, kako prikazuje slika 100-133. Moment savijanja je zanemaren.



Sl. 100-133

Ukupna potrebna površina svara prema izrazu 100-221 je:

$$potr\ S_{sv} = \frac{1}{0{,}65} S_k = \frac{1}{0{,}65} \cdot 6{,}84 = 10{,}5\ [\text{cm}^2]$$

Površine pojedinih svarova iznose:

$$S'_{sv} = \frac{S_{sv} \cdot e_2}{b} = \frac{10{,}5 \cdot 4{,}3}{6} = 7{,}5\ [\text{cm}^2]$$

$$S''_{sv} = \frac{S_{sv} \cdot e_1}{b} = \frac{10{,}5 \cdot 1{,}7}{6} = 3\ [\text{cm}^2]$$

Odabrana debljina svara $a = 4$ mm, a dužine pojedinih svarova:

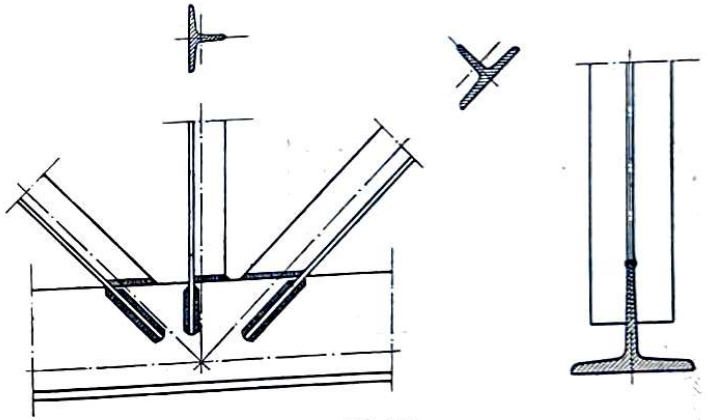
$$l_1 = \frac{S'_{sv}}{a} = \frac{7{,}5}{0{,}4} = 18{,}7\ [\text{cm}]$$

$$l_2 = \frac{S''_{sv}}{a} = \frac{3}{0{,}4} = 7{,}5\ [\text{cm}]$$

Svarove treba izvesti u dužinama:

$$l_1 + 2 \cdot a = 18{,}7 + 2 \cdot 0{,}4 = 19{,}5\ [\text{cm}]$$

$$l_2 + 2 \cdot a = 7{,}5 + 2 \cdot 0{,}4 = 8{,}3\ [\text{cm}]$$



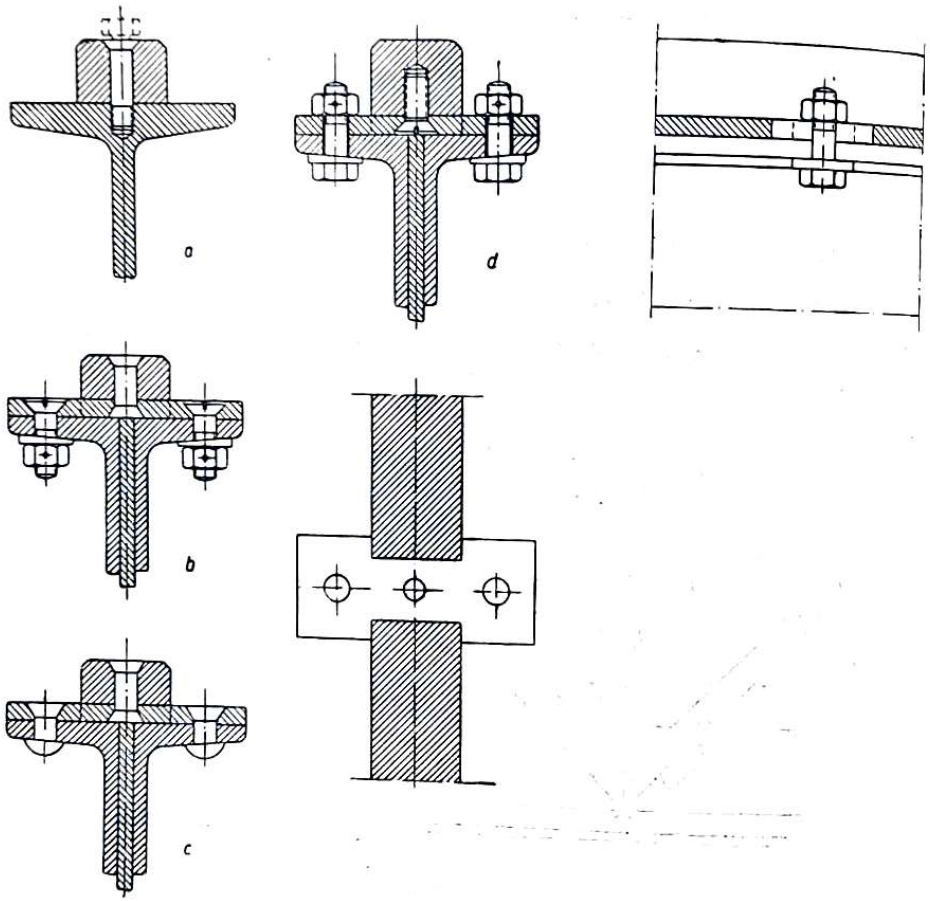
Sl. 100-134

Rezanje plamenom znatno olakšava upotrebu T- željeza za dijagonalne i vertikalne štapove rešetkastih svarivanih nosača. Konstrukcija čvora s takvim štapovima prikazana je na slici 100-134. Ovdje je teško ustanoviti jesu li sile jednoliko razdijeljene po čitavom presjeku i kakvo iskorištenje svarova i materijala u blizini svarova treba uzimati u račun. Razlog je tome taj što za osnovni materijal u blizini tupih svarova treba upotrijebiti dopušteno naprezanje k' [izraz (100-206)] za koje se vrijed-

nost oblika α odabire prema redu 4—7 u tablici 100-21, a za prirubnice vezane kutnim svarovima dopušteno naprezanje za koje se vrijednost oblika α odabire prema redu 14—17 iste tablice.

Tračnice

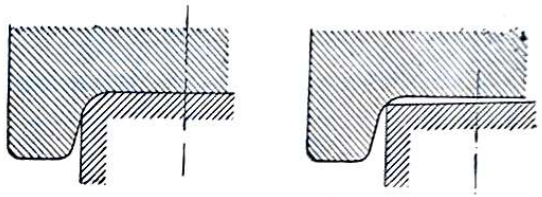
Tračnice vitla obično su pričvršćene na gornjem pojasu glavnog nosača granika. Po njima se kreće vitao granika. Za tračnice vitla često se upotrebljavaju profilna željeza pravokutnog ili kvadratnog presjeka. Jednostavan i dobar način pričvršćenja tih takozvanih plosnatih tračnica



Sl. 100-135

je pomoću svarivanja na nosač granika. Danas se to smatra normalnom izvedbom. Te se tračnice mogu pričvrstiti na nosač granika vijcima ili zakovicama, na način kako je prikazano na slici 100-135. Na toj je slici pod *d* tračnica pričvršćena na pločice tračnica, a one na nosač. Širina tih pločica obično iznosi 40—50 mm, debljina 10 mm. Njihova međusobna

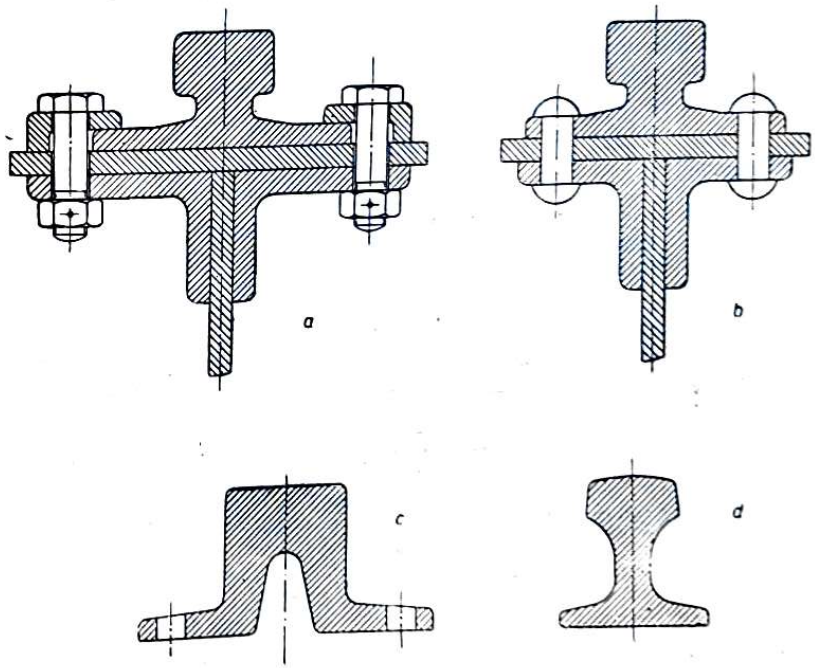
udaljenost kreće se između 500—700 mm. Pločica ima utore u koje ulaze podloške koje se stavljaju ispod tračnice. Pločice se izrađuju bez toga utora kad su upuštene u tračnicu, kako prikazuje slika pod *b* i *c*. Plosnate tračnice moraju imati dovoljnu visinu da bi se mogle dobro pričvrstiti i da bi im korisna visina iznosila barem 10 mm. Korisnom visinom smatramo slobodnu visinu ispod grebena bandaže, i na mjestima na kojima je tračnica pričvršćena, tj. iznad pričvrsnih vijaka prikazanih na slici pod *d*. Plosnate tračnice moraju biti barem s gornje strane obrađene,



Sl. 100-136

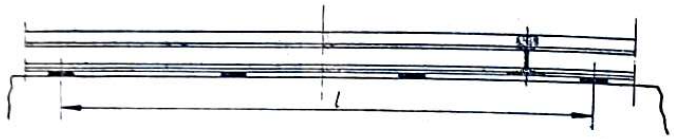
pri čemu im se uglovi odrežu pod kutom od 45°, u širini oko 5 mm. Razlog rezanju uglova je taj da se krug kotrljanja točkova vitla ne bi mogao prenijeti u zaobljenje grebena bandaže, kako je to prikazano na slici 100-136.

Za velike pritiske točkova vitla i točkova granika često se upotrebljavaju tračnice granika normalnog i specijalnog profila [89]. Na slici 100-137a i 100-137b prikazano je pričvršćenje tračnice granika normal-



Sl. 100-137

nog profila. Pod c je prikazana još jedna vrst tračnica granika, a pod d tračnica specijalnog profila koji je uveden u Sovjetskom Savezu. Tračnice granika i željezničke tračnice izrađene su od boljeg i tvrđeg materijala nego što je materijal za plosnate tračnice, pa im je zbog toga trajnost duža. Kad se tračnice granika ili željezničke tračnice pričvrste zakovicama onda se njihov presjek uračuna u nosivi presjek nosača, pa se na taj način štedi na težini granika. Tračnice pričvršćene vijcima ne računaju se kao nosivi dio nosača granika.



Sl. 100-138

Tračnice granika normalnog i specijalnog profila i željezničke tračnice upotrebljavaju se često za rešetkaste nosače zbog velikog otpornog momenta njihova presjeka. Takva se tračnica može pričvrstiti pločicom tračnice iznad svakog čvora rešetkastog nosača. Između čvorova na dužini l nije tračnica uopće vezana sa štapom gornjeg pojasa nosača. Na taj način, uslijed opterećenja vitla, čitavo opterećenje na savijanje prenosi samo tračnica, a ne i štap gornjeg pojasa rešetkastog nosača. Ima konstrukcionih rješenja kojima je tračnica poduprta još na dva mjesta između čvorova nosača, kako je to prikazano na slici 100-138, pa se time dio spomenutog opterećenja na savijanje prenosi i na štap gornjeg pojasa rešetkastog nosača. Moment savijanja, koji sada prenosi štap, time je svakako smanjen prema onom momentu koji bi morao prenositi štap pojasa da je oblikovan kao cjelina.

Poprečni nosači

Do najvećeg vertikalnog opterećenja poprečnog nosača dolazi kad vitao s punim opterećenjem stoji u svom krajnjem položaju, kako je prikazano na slici 100-139. To opterećenje mjerodavno je za proračun poprečnog nosača.

Označuje li Q težinu tereta i vitla, može se prema oznakama na spomenutoj slici napisati izraz za veličinu sile F koja djeluje na poprečni nosač uslijed pomičnog opterećenja Q:

$$F = \frac{Q}{l}(l - k)$$

Na jedan točak djeluje sila:

$$R_1 = \frac{F}{2} = \frac{Q}{2l}(l - k)$$

Taj se pritisak točka razdijeli na oba U- željeza poprečnog nosača u odnosu njihovih horizontalnih udaljenosti od sredine tračnice. Veličina

$a \approx b/2$ da bi se s nutarnje strane točka granika mogao smjestiti zupčanik za pokretanje točka. Prema tome je vanjsko U- željezo poprečnog nosača opterećeno silom:

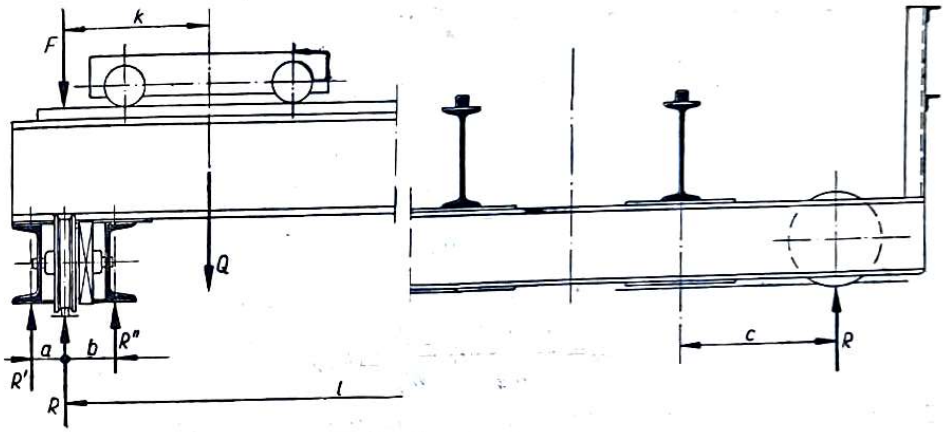
$$R_1' = \frac{b}{a+b} \cdot \frac{Q}{2l}(l - k) \qquad (100\text{-}228)$$

Maksimalni moment savijanja uslijed te sile iznosi:

$$max\ M_p = R_1' \cdot c \qquad (100\text{-}229)$$

Uz pretpostavku da je težina granika bez vitla jednako razdijeljena na sva četiri točka granika, iznosi pritisak točka uslijed te vlastite težine:

$$R_2 = \frac{G}{4}.$$



Sl. 100-139

od čega na vanjsko U- željezo poprečnog nosača otpada:

$$R_2' = \frac{b}{a+b} \cdot \frac{G}{4} \qquad (100\text{-}230)$$

Moment savijanja uslijed vlastite težine iznosi:

$$M_g = R_2' \cdot c \qquad (100\text{-}231)$$

Ukupni maksimalni moment savijanja uslijed glavnih sila, koji opterećuje vanjsko U- željezo poprečnog nosača, iznosi prema navedenom:

$$max\ M = \varphi \cdot M_g + \psi \cdot max\ M_p \qquad (100\text{-}232)$$

a naprezanje uslijed tog momenta:

$$\sigma = \frac{max\ M}{W_x} \qquad (100\text{-}233)$$

gdje je W_x moment otpora vanjskog U- željeza poprečnog nosača. Dopušteno naprezanje za materijal St 37 iznosi prema tablici 100-17 1400 kp/cm².

Zbog jednostavnosti konstrukcije poprečnog nosača odabire se nutarnje U- željezo istoga presjeka kao i vanjsko.

Ako se poprečni nosač želi proračunati na osnovu glavnih i dodatnih sila (slučaj opterećenja 2) onda se naprezanju uslijed glavnih sila mora dodati i naprezanje uslijed bočnih vodoravnih sila. Prema navedenom iza izraza (100-142) za svaku stranu pruge granika uzimaju se u račun bočne vodoravne sile, kojih veličina iznosi 1/10 od maksimalnih pritisaka točkova koji djeluju na dotičnoj strani pruge granika. Te sile dakako djeluju i na poprečni nosač. Vodoravni moment savijanja uslijed tih sila iznosi:

$$M' = \frac{R}{10} \cdot c \qquad (100\text{-}234)$$

gdje je maksimalni pritisak točka granika:

$$R = R_1 + R_2 = \frac{Q}{2l}(l - k) + \frac{G}{4} \qquad (100\text{-}235)$$

Naprezanje uslijed tog momenta savijanja iznosi:

$$\sigma' = \frac{M'}{W_y} \qquad (100\text{-}236)$$

a ukupno naprezanje uslijed glavnih i dodatnih sila je:

$$\sigma_r = \frac{max\, M}{W_x} + \frac{M'}{W_y} \leqq \sigma_{dop} \qquad (100\text{-}237)$$

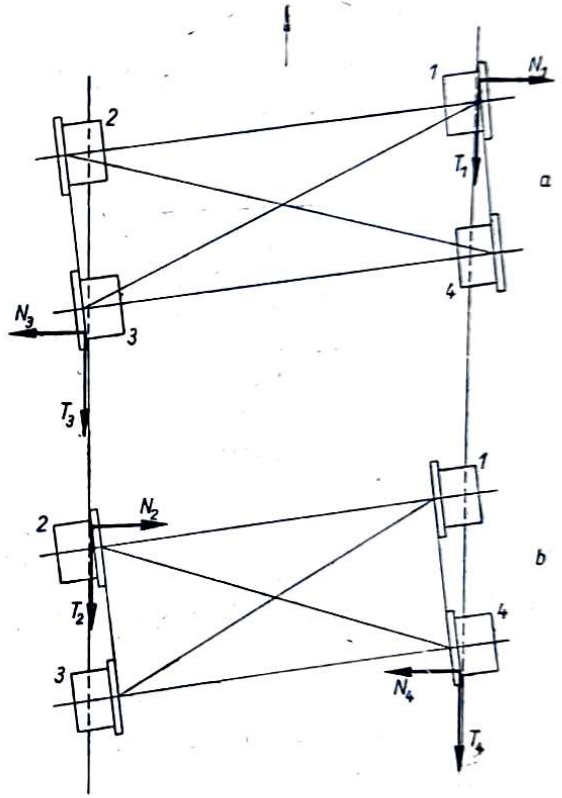
Dopušteno naprezanje odabire se prema tablici 100-17 za slučaj opterećenja 2. Pojedina naprezanja u izrazu (100-237) moraju se odnositi na istu tačku promatranog presjeka. Moment otpora W_y može se odnositi i na čitav presjek poprečnog nosača, ako je vanjsko i nutarnje U-željezo toga nosača dobro povezano u jednu cjelinu.

Međusobni razmak vanjskog i nutarnjeg U- željeza treba odabrati tako da bude za 15—30 mm veći od širine glavine točka granika. Ovo je potrebno zbog toga da bi se sa svake strane između glavine točka i U-željeza, tj. stranice poprečnog nosača, mogao staviti prsten. Ti se prsteni ugrađuju da bi se raspon granika mogao prilagoditi razmaku tračnica pruge granika i da bi se smanjio otpor vožnje koji nastaje uslijed trenja glavine točka o stranice poprečnog nosača. Da bi se raspon granika prilagodio pruzi granika treba debljine pojedinih prstenova odrediti pri montaži. Da se smanji spomenuti otpor vožnje promjer tih prstenova treba da bude samo za 30 do 60 mm veći od promjera čepa, odnosno osovine točka. Kad se takav prsten habanjem istroši može se lako zamijeniti novim.

Poprečni nosač obično je u sredini sastavljen, da bi se most granika mogao transportirati u dvije polovice.

Uklještenje granika

Do uklještenja može doći uslijed naglog kočenja pri kojem jedan od pogonskih točkova sklizne tako da se granik postavi koso prema pruzi. Ako dođe do takvog uklještenja onda treba granik postaviti opet u normalan položaj. Granik naginje uklještenju kad mu osovine točkova nisu međusobno paralelne i okomite na prugu i kada mu točkovi nemaju isti promjer. Do različitih promjera točkova može doći i kasnije zbog različite tvrdoće bandaža ili zbog toga što je jedna strana granika stalno više opterećena, pa se vremenom jedan točak više istroši od drugoga. Spomenute uzroke uklještenja granika treba otklanjati, jer s jačinom uklještenja rastu i dodatni otpori ustaljene vožnje. Budući da su ti uzroci poznati, do jačeg uklještenja granika danas više ne bi trebalo da dolazi.

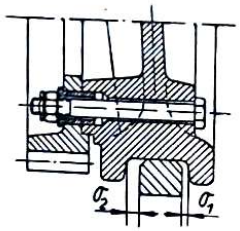


Sl. 100-140

Ako granik ulazi u uklještenje, onda je povoljnije da grebeni bandaža njegovih točkova budu s vanjske strane, jer pri nalijetanju vanjskih grebena bandaže na tračnice dolazi do sila koje se suprotstavljaju uklještenju granika. One nastoje izvući granik iz uklještenja, tj. žele ga izravnati. Razjasnimo to. Kreće li granik u uklještenje, kako je to prikazano na slici 100-140a, doći će najprije do dodira grebena bandaže točka

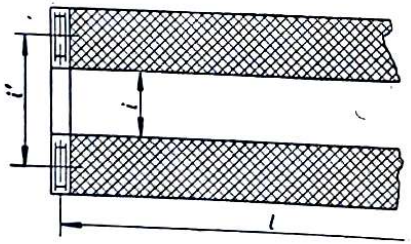
1 s tračnicom. U promatranom slučaju imaju svi točkovi granika samo vanjski greben bandaže. Točkovi 1 i 2 pogonski su točkovi. Daljnjim kotrljanjem točka 1 pritiskivat će greben bandaže na tračnicu uslijed čega dolazi do reakcije N_1 i do trenja između grebena bandaže i tračnice, posljedica čega je sila T_1 koja se protivi gibanju točka. Ta sila dakle zadržava točak i time izvlači granik iz uklještenja. Čak i u slučaju kad je greben bandaže točka 3 navučen do tračnice i kad se na tom mjestu pojave sile N_3 i T_3, sila T_1 izvlači granik iz uklještenja, jer ona je mnogo veća od sile T_3, koja granik uvlači u uklještenje. Momenti sila N_1 i N_3 također nastoje da granik vrate u ispravan položaj. Ako granik promijeni smjer vožnje ostaje sve u suštini isto, samo dolazi do izmjene točkova koji nalijeću na tračnicu.

Kad bi grebeni bandaža bili iznutra onda bi najprije naletio na tračnicu točka 2, pa bi sila T_2 još jače uvlačila granik u uklještenje. To je prikazano na slici 100-140b. Kad bi uslijed krutosti granika došao u dodir s tračnicom i greben bandaže točka 4 i kad bi zbog toga sila T_4 nastojala izvući granik iz uklještenja, ipak bi sila T_2 dalje uvlačila granik u uklještenje, jer ona je mnogo veća od sile T_4.



Sl. 100-141

Na osnovu iznesenog treba točkove sa dva grebena bandaže ugraditi u granik tako, da je zazor σ_2 između nutarnjeg grebena bandaže i tračnice veći od zazora σ_1 između vanjskog grebena bandaže i tračnice, kako to prikazuje slika 100-141. Na taj se način osigurava da vanjski



Sl. 100-142

greben bandaže dođe prije u doticaj s tračnicom nego nutarnji. Tako tačan položaj točkova može se postići određivanjem debljine prstenova

koji su smješteni između glavine točka i stijena poprečnog nosača granika. Određivanje tih debljina vrši se pri montaži granika, što treba na nacrtu i označiti.

Sile N_1 i N_3 (slika 100-140a) to lakše će vratiti granik u normalan položaj što je odstojanje točkova granika i' (slika 100-142) veće. Prednost velikog odstojanja točkova granika je i ta što su nosači pruge granika manje opterećeni kad su točkovi međusobno više udaljeni.

Odstojanje točkova granika treba odabirati uvijek što većim, ali barem takvim da je:

$$i' \geqq \frac{l}{6} \text{ do } \frac{l}{8} \qquad (100\text{-}238)$$

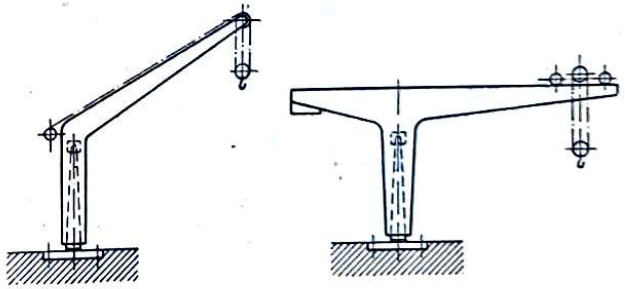
gdje je l raspon granika.

132 OKRETNI GRANIK

Za radove u radionicama, skladištima, lukama, brodogradilištima i na željezničkoj pruzi konstruiran je velik broj različitih okretnih granika.

S obzirom na karakterističnu elementu koji okretni dio granika veže s njegovim dijelom koji se ne okreće, mogu se okretni granici razvrstati u

okretne granike sa stožerom,
okretne granike s okretnicom i
okretne granike s kugličnim okretnim vijencem.

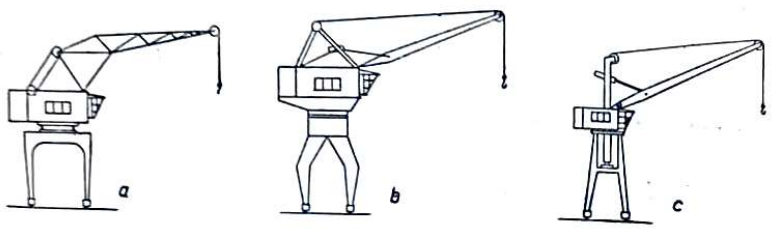


Sl. 100-143

Okretni granici mogu biti izvedeni kao *nepokretni, portalni, poluportalni i granici na podvosku.*

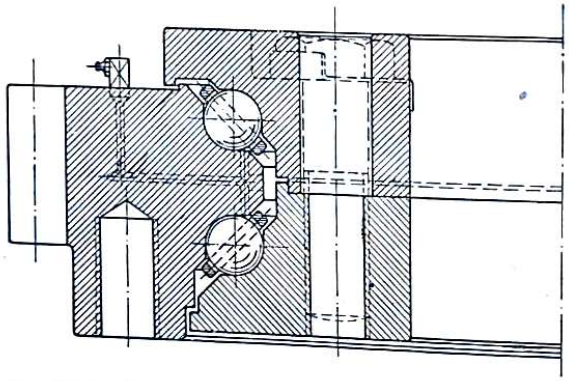
Okretni granici sa stožerom mogu imati nepokretan ili pokretan stožer, tj. koji se ne okreće, ili koji se okreće. Na slici 100-143 prikazana su dva okretna granika s nepokretnim stožerom. Ti se granici uvrštavaju u nepokretne, jer ne mogu promijeniti svoje mjesto uslijed toga što im je stožer čvrsto vezan za temelj.

Na slici 100-144 prikazana su tri portalna granika, od kojih je onaj pod *a* okretni s okretnicom, pod *b* okretni s kugličnim okretnim vijencem, a pod *c* okretni sa stožerom. Posljednja dva granika predstavljaju novije, moderne konstrukcije, za koje se nastojalo da im težina bude što manja. Manjom težinom granika postaju i pritisci točkova manji, što dovodi do smanjenja troškova za prugu i njezine temelje. Budući da su i otpori ubrzanja masa takvih granika manji, i pogonski su točkovi manji od troškova za granike veće težine.



Sl. 100-144

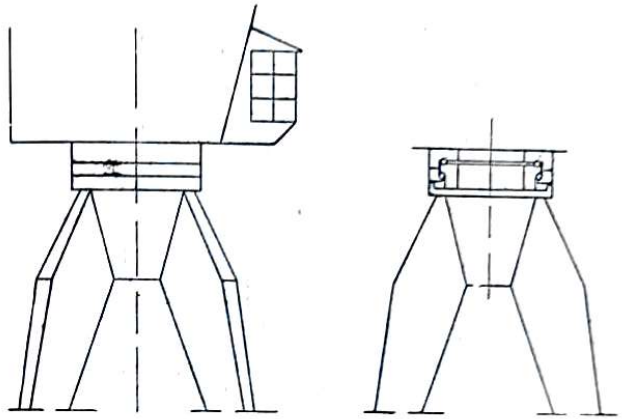
Dobra strana vezivanja okretnog dijela granika s dijelom koji se ne okreće pomoću kugličnog okretnog vijenca leži u maloj visini tog vijenca. Kuglični okretni vijenac prenosi besprijekorno, osim aksijalnih sila, i radijalne sile i momente.



Sl. 100-145 Kuglični okretni vijenac (Eisenwerk Rothe Erde, Dortmund).

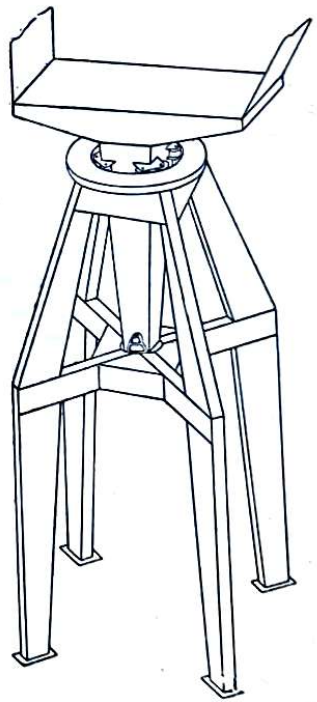
Na slici 100-145 prikazan je presjek jednog dvorednog kugličnog okretnog vijenca. Vanjski prsten toga vijenca čvrsto je vezan za portal ili podvozak. Na njemu se nalaze zubi u koje zahvaća mali zupčanik pogonskog uređaja za okretanje. Nutarnji prsteni vijenca, koji su međusobno spojeni, vezani su na okretni dio granika. Oblikovanje granika koji je vezan s kugličnim vijencem prikazano je na slici 100-146. Kuglični vijenac, prikazan na toj slici, vezan je sa svojim nutarnjim prstenom za portal.

Na slici 100-147 prikazana je veza okretnog dijela granika s portalom na graniku sa stožerom.



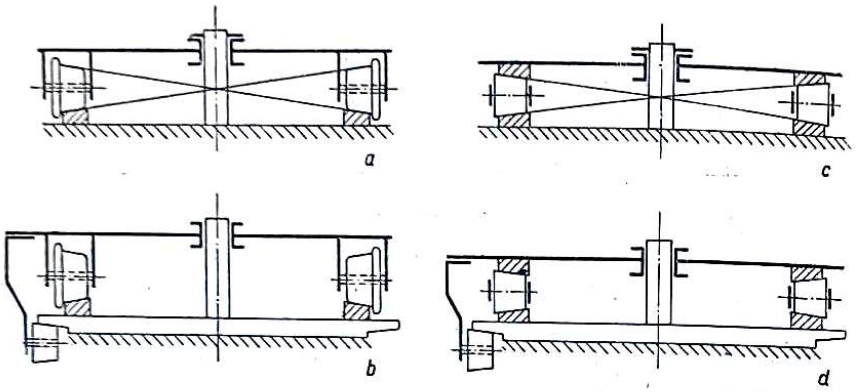
Sl. 100-146

Na vrhu portala nalazi se vratni ležaj koji preuzima radijalna opterećenja, a aksijalna opterećenja preuzima aksijalni ležaj na koji je oslonjen stožer. Taj temeljni ležaj treba da bude samoudesiv, pa se zbog toga obično upotrebljava samoudesivi aksijalni valjkasti ležaj. Ako te-



Sl. 100-147

meljni ležaj treba da preuzme radijalno opterećenje koje je veće od 55% njegova aksijalnog opterećenja, onda temeljni ležaj treba da bude sastavljen od samoudesiva aksijalnog valjkastog ležaja i samoudesiva radijalnog valjkastog ležaja, koji su u temeljni ležaj ugrađeni tako da kuglaste površine njihovih vanjskih prstenova imaju zajedničko središte [90]. U mnogo je slučajeva radijalno opterećenje temeljnog ležaja manje od polovice njegova aksijalnog opterećenja, jer nastoji se zbog stabilnosti granika da rezultanta težine okretnog dijela granika, protuutega i tereta bude što bliže okretnoj osi granika.



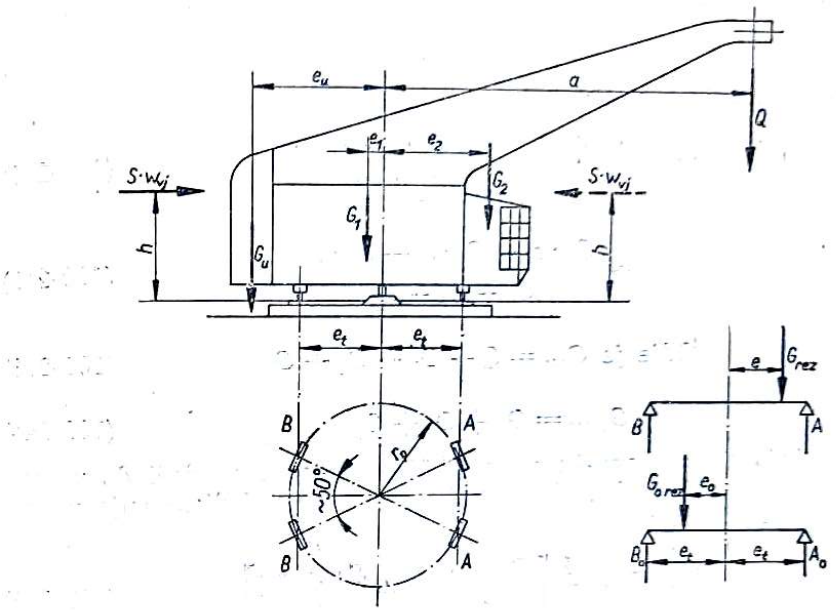
Sl. 100-148

Na granicima s okretnicom okretni se dio granika oslanja na kružnu tračnicu sa četiri točka, a pri velikim opterećenjima sa osam točkova, od kojih su dva i dva vezana u balansiran podvozak okretnice. Točkovi mogu biti cilindrični ili konični, kako je prikazano na slici 100-148*a* i *b*. Okretnice granika mogu biti izvedene i s velikim brojem *valjčića* koji su često konični, kako prikazuje slika 100-148*c* i *d*. Ti su valjčići vođeni pomoću dva prstena od plosnata željeza. Dobra je strana takve okretnice u njenoj maloj visini i u jednoliko raspoređenom pritisku po čitavom njenom obodu. Na slici pod *b* i *d* prikazani su *sigurnosni valjčići* koji sprečavaju prevrtanje granika. Oni su pričvršćeni na okretni dio granika, i to dva s prednje, a dva sa stražnje strane. Za preuzimanje velikih pritisaka ugrađuju se umjesto pojedinih valjčića po dva takova u balansiran podvozak.

Protuuteg

Težinu protuutega granika treba tako odrediti da rezultanta svih vertikalnih sila koje djeluju na okretnom dijelu granika padne unutar rubova prekretanja *A—A* i *B—B*, i u slučaju opterećenog i u slučaju neopterećenog granika. Rubovi prekretanja određeni su pravcima od kojih jedan prolazi kroz oba prednja točka, a drugi kroz oba stražnja točka, kako prikazuje slika 100-149. Ako okretnica ima 8 točkova onda ti pravci prolaze kroz čepove balansiranih podvozaka okretnice. Svaki balansirani podvozak ima dva točka.

Budući da rezultanta svih vertikalnih sila djeluje unutar rubova prekretanja, centralni stožer okretnice služi normalno samo za centrično vođenje pri okretanju. Pri velikim preopterećenjima granika centralni stožer služi i kao osigurač od prekretanja. Prema tome njega treba tako izvesti da može prihvatiti vlačne sile, a da pri tome ne ometa okretanje granika. Obično se uzima da centralni stožer počinje djelovati kao osigurač od prekretanja granika pri preopterećenju od 40—50%. Ako se



Sl. 100-149

odabere da pri preopterećenju od 50% počinje prekretanje granika, koje mora spriječiti centralni stožer, onda se prema oznakama na slici 100-149 može napisati izraz za taj granični slučaj:

$$1{,}5\ Q\,(a - e_t) + G_2\,(e_2 - e_t) = G_1\,(e_1 + e_t) + G_u\,(e_u + e_t) \qquad (100\text{-}239)$$

Sa Q je označena težina tereta, sa G_1 težina okretnog dijela granika bez težine dohvatnika i bez težine protuutega, a sa G_2 težina dohvatnika.

Potrebnu težinu protuutega G_u može se izračunati iz izraza (100-239)

Budući da i pri neopterećenom graniku spomenuta rezultanta $G_{o\,rez}$ ne smije pasti izvan ruba prekretanja *B—B*, mora biti zadovoljen i izraz:

$$G_1\,(e_t - e_1) + G_2\,(e_2 + e_t) \geqq G_u\,(e_u - e_t) \qquad (100\text{-}240)$$

Da bi protuuteg bio što manji i što lakši, treba prigonski uređaj za dizanje i prigonski uređaj za okretanje smjestiti što bliže protuutegu.

Na granicama s pomičnim dohvatnikom mijenja težište dohvatnika svoj položaj, pa se prema tome mijenja i veličina e_2. Za takve granike

treba postaviti izraze (100-239) i (100-240) za položaje dohvatnika pri najvećem i pri najmanjem dosegu, pa na osnovu tih izraza odrediti težinu protuutega.

Pritisci točkova okretnice

Pritisci točkova za granike sa četiri točka okretnice mogu se odrediti na ovaj način:

Ako je G_{rez} rezultanta svih vertikalnih sila koje djeluju na okretnom dijelu granika koji je pod punim opterećenjem, a $G_{o\,rez}$ rezultanta tih sila pri neopterećenom graniku, onda udaljenost pojedine rezultante od osi okretanja granika iznosi:

$$e = \frac{Q \cdot a + G_2 \cdot e_2 - G_1 \cdot e_1 - G_u \cdot e_u}{Q + G_2 + G_1 + G_u} \qquad (100\text{-}241)$$

$$e_o = \frac{G_u \cdot e_u + G_1 \cdot e_1 - G_2 \cdot e_2}{G_u + G_1 + G_2} \qquad (100\text{-}242)$$

$$\text{Gdje je } G_{rez} = Q + G_2 + G_1 + G_u \qquad (100\text{-}243)$$

$$G_{o\,rez} = G_u + G_1 + G_2 \qquad (100\text{-}244)$$

Uzimajući u obzir oznake na slici 100-149 može se doći do maksimalnih pritisaka pojedinih točkova, uzimajući u obzir i djelovanje vjetra, na osnovu ovih izraza:

$$max\,F_A = \frac{1}{2}\left[\frac{G_{rez}(e_t + e)}{2e_t} + \frac{S \cdot w_{vj} \cdot h}{2e_t}\right] \qquad (100\text{-}245)$$

$$max\,F_{Bo} = \frac{1}{2}\left[\frac{G_{orez}(e_t + e_o)}{2e_t} + \frac{S \cdot w_{vj} \cdot h}{2e_t}\right] \qquad (100\text{-}246)$$

$max\ F_A$ označuje maksimalni pritisak na jedan prednji točak pri opterećenom graniku i djelovanju vjetra odostrag,

$max\ F_{Bo}$ označuje maksimalni pritisak na jedan stražnji točak pri neopterećenom graniku i djelovanju vjetra sprijeda.

Opterećenje granika uslijed vjetra $S \cdot w_{vj}$ određuje se pomoću izraza (100-20.2) i tablice 100-1.

U izrazima (100-245) i (100-246) sile su izražene u [t], razmaci u [m], površine u [m²], a pritisak vjetra w_{vj} u [t/m²].

Od dobivenih vrijednosti za $max\ F$ iz gornjih je izraza mjerodavna veća vrijednost za određivanje promjera točkova.

Stabilnost granika

Prema propisima DIN 120 za nepokretne i pokretne granike, treba stabilnost granika računski provjeriti na tri načina. Od ovih se granika izuzimaju okretni koji se pokreću na pruzi normalne željezničke širine

ili male širine, zatim okretni građevinski granici i granici naročito velike nosivosti [91].

Spomenuta tri načina provjeravanja stabilnosti granika su ova:

a) Za opterećeni granik pri djelovanju vjetra, a uzimajući u obzir sile ubrzanja i usporenja, stabilnost mora biti $b \geq 1{,}3$. Pritisak se vjetra računa s pretlakom zastoja od 30 kp/m², a koeficijent zapreke c uzima se prema navedenom uz izraz (100-20.2). U ovom se računu mogu uzeti u obzir i osigurači od prekretanja, koji ne ometaju pokretanje granika za vrijeme njihova djelovanja (centralni stožer, sigurnosni valjčići, kandžasti osigurači i slično).

b) Pri mirnom opterećenju, bez utjecaja vjetra, stabilnost mora da bude $b \geq 1{,}8$. U ovom se računu mogu uzeti u obzir samo osigurači od prekretanja koji se ne mogu osloboditi. Osigurači od prekretanja koji se mogu osloboditi ne smiju se uzimati u obzir. Među ove spadaju sigurnosni čepovi koji se moraju izvaditi, ili sigurnosna kliješta koja treba otvoriti, da bi se granik mogao kretati. Oni prema tome za vrijeme kretanja granika ne mogu djelovati. Može se međutim računati s podupiračima za povećanje stabilnosti koji se postavljaju za rad granika.

c) Za neopterećeni granik izvan pogona, uz djelovanje vjetra, stabilnost mora da bude $b \geq 1{,}5$. Pritisak vjetra računa se s pretlakom zastoja od 80, 110 i 130 kp/m², već prema visini granika, a koeficijent zapreke c uzima se prema navedenom uz izraz (100-20.2). U ovom se računu mogu uzeti u obzir osigurači od prekretanja koji se ne mogu osloboditi, a i oni koji se mogu osloboditi.

Stabilnost b određena je omjerom sume momenata koji se opiru prekretanju granika, prema sumi momenata koji nastoje granik prekrenuti oko nekog ruba prekretanja.

Pri proračunu stabilnosti ne uzima se u račun ni faktor izjednačenja ψ ni faktor trešnje φ. Pri konačnom određivanju stabilnosti protiv prekretanja ne smije se računati s težinama dobivenim procjenom, nego sa stvarnim težinama.

Za okretni granik koji se ne kreće s mjesta, i za okretni dio portalnog granika, poluportalnog i granika na podvosku, nije potrebno provjeravati stabilnost, jer pri preopterećenju njihovo prekretanje mora da spriječi centralni stožer, kako je to ranije izloženo. Budući da se takav osigurač od prekretanja koji se ne može osloboditi, tj. koji je uvijek pripravan da djeluje, može u proračunu stabilnosti granika uzeti u obzir, za spomenute će granike sva tri navedena uslova za stabilnost uvijek biti zadovoljena. Međutim za spomenute granike kao cjeline treba provjeravati stabilnost, jer njihova postolja obično nemaju osigurače od prekretanja koji se ne mogu osloboditi.

Za granik na podvosku, prikazan na slici 100-150, to se provjeravanje stabilnosti vrši na osnovu izraza koje navodimo, a izvedeni su prema navedenim propisima. Stabilnost se granika provjerava za onaj njegov položaj u kojem je rub prekretanja najbliži osi okretanja granika. U pomatranom slučaju to je položaj u kojem je dohvatnik granika okomit na uzdužnu os pruge, jer je razmak tračnica manji od odstojanja točkova podvoska granika.

Uzimajući u obzir oznake na slici 100-150, spomenuti izrazi za provjeravanje stabilnosti granika bit će:

a) Za opterećeni granik u pogonu pri djelovanju vjetra

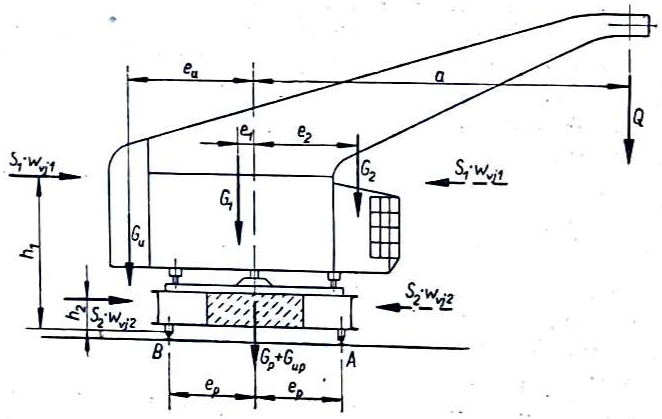
$$b = \frac{G_1(e_1 + e_p) + G_u(e_u + e_p) + (G_p + G_{up})\,e_p}{1{,}1\,Q(a - e_p) + G_2(e_2 + e_p) + S_1 \cdot w_{vj1} \cdot h_1 + S_2 \cdot w_{vj2} \cdot h_2} \geqq 1{,}3 \qquad (100\text{-}247)$$

b) Za mirno opterećeni granik bez djelovanja vjetra

$$b = \frac{G_1(e_1 + e_p) + G_u(e_u + e_p) + (G_p + G_{up})\,e_p + P \cdot 2\,e_p}{Q(a - e_p) + G_2(e_2 - e_p)} \geqq 1{,}8 \qquad (100\text{-}248)$$

c) Za neopterećeni granik izvan pogona pri djelovanju najjačeg vjetra

$$b = \frac{G_1(e_p - e_1) + G_2(e_2 + e_p) + (G_p + G_{up})\,e_p + P \cdot 2e_p}{G_u(e_u - e_p) + S_1 w_{vj1} \cdot h_1 + S_2 \cdot w_{vj2} \cdot h_2} \geqq 1{,}5 \qquad (100\text{-}249)$$



Sl. 100-150

Ako odnosi prema izrazu (100-247) ne bi zadovoljavali, treba najprije mijenjati težinu utega G_{up} koji se stavlja u podvozak. Težina podvoska označena je sa G_p. Opterećenje granika uslijed vjetra $S \cdot w_{vj}$ određuje se pomoću izraza (100-20.2) i tablice 100-1. Faktorom 1,1, kojim je pomnožena težina tereta Q u spomenutom izrazu, uzelo se u obzir opterećenje uslijed ubrzavanja, odnosno usporenja tereta. [Vidi izraze (100-12) i (100-13).]

U izrazu (100-248) može se izostaviti član $P \cdot 2e_p$ ako se ne uzimaju u obzir osigurači od prekretanja koji se ne mogu osloboditi. Sa P je označena sila koju prenosi osigurač. G_1, G_2 i G_u isto znače kao i u izrazu (100-239).

Za slučaj pod *c*), tj. za izraz (100-249), dolazi obično u obzir stražnji rub prekretanja *B*. Vjetar se uzima u obzir kao da djeluje sprijeda, jer u tom je slučaju za prekretanje granika to nepovoljnije.

U izrazima (100-247), (100-248) i (100-249) sile su izražene u [t], razmaci u [m], površine u [m²], a pritisak vjetra w_{vj} u [t/m²].

Osim što se stabilnost granika pri projektiranju ustanovi računski, obično na osnovu proračunanih težina, treba i pri preuzimanju granika ispitati njegovu stabilnost praktički.

Prema onom što propisuje DIN 120 *pokusno opterećenje* svakog granika vrši se sa 25% preopterećenja. S tim opterećenjem treba izvršiti sva dopuštena gibanja granika pri najnepvoljnijem položaju tereta, ali uz dužnu opreznost, kao i u ispravnom pogonu. Umjesto toga smiju se granici s dohvatnikom grupe II, III i IV mirno opteretiti preopterećenjem od 50%, a takvi granici skupine I preopterećenjem od 33%. Taj postupak treba provoditi veoma oprezno, da se granik pri ispitivanju ne bi prekrenuo.

Od prevelikog preopterećenja, koje može nastati kad npr. zahvatač uhvati za neki čvrst predmet, mogu se granici očuvati pomoću osigurača od prevelikog preopterećenja. Takav osigurač može biti klizna spojka između bubnja i njegovog zupčanika. Nezgodna je strana tog osigurača u promjenljivosti koeficijenta trenja njegovih kliznih ploha. Bolji su električki osigurači koji dopuštaju kratkotrajna preopterećenja pri pokretanju, a kad je preopterećenje preveliko isključe motor zahvatača. Posljednjih godina razvijeno je mnogo različitih osigurača od prevelikog preopterećenja granika, među kojima ima i sigurnijih od spomenutih [92].

Pritisci točkova postolja granika

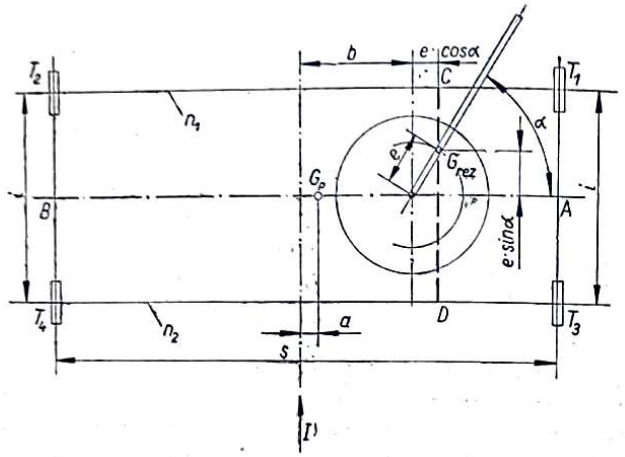
Određivanje pritisaka točkova postolja granika, tj. portala ili podvoska nije jednostavno, jer postolje je granika oslonjeno u četiri tačke pa to određivanje predstavlja statički neodređen zadatak. Određivanje tih pritisaka otežano je i time što oni ovise o položaju okretnog dijela granika, a najnepovoljniji položaj s obzirom na određeni točak postolja nije unaprijed poznat.

Tačno određivanje pritisaka točkova na osnovu deformacija postolja bilo bi veoma teško, gotovo nemoguće. Zbog toga je razrađeno nekoliko jednostavnijih načina za približno određivanje pritisaka točkova, sa zadovoljavajućom tačnošću. Ovdje ćemo iznijeti način određivanja pritisaka točkova prema Andréeu [93].

Na slici 100-151 prikazan je portal okretnog granika, kojemu je okretnica za veličinu b udaljena od sredine portala. Težište portala u kojem dieluje njegova težina G_n nalazi se izvan sredine portala za veličinu a. Rezultanta svih vertikalnih sila koje dieluju na okretnom dijelu granika G_{rez} udaljena je od osi okretanja granika za e. Veličina e određena je izrazom (100-241). Sa T_1 do T_4 označena su četiri točka portala i ujedno pritisci tih točkova na tračnice. Kutom α određen je položaj dohvatnika granika.

Zamišlja se da u toj simetričnoj konstrukciji portala s obzirom na os A—B, težinu G_{rez} za dani položaj dohvatnika prenese zamišljeni nosač CD na glavne nosače n_1 i n_2. Ovi nosači prenose to opterećenje na poprečni nosač portala u kojem su smješteni točkovi T_1 i T_3 i na poprečni nosač portala u kojem su smješteni točkovi T_2 i T_4. Ako se zamisli da su svi ti nosači međusobno zglobno spojeni, onda se određivanje pritisaka točkova svodi na statički određen zadatak.

Pritisak se točka sastoji od dijela pritiska točka koji nastaje uslijed djelovanja rezultante svih vertikalnih sila koje djeluju na okretnom dijelu granika G_{rez}, od dijela pritiska koji nastaje uslijed težine postolja, odnosno portala granika i od dijela koji nastaje uslijed djelovanja vjetra.



Sl. 100-151

i) Pritisak točka uslijed težine okretnog dijela granika. Zbog ekscentričnog djelovanja rezultante G_{rez} mijenjaju se pritisci pojedinih točkova s promjenom položaja dohvatnika. Uzmimo da zamišljeni nosač CD prenosi opterećenje G_{rez}. Kad bi rezultanta G_{rez} djelovala u sredini nosača CD bile bi sile u osloncima C i D jednake $G_{rez}/2$. Budući da G_{rez} djeluje ekscentrično za veličinu $e \sin\alpha$, dolazi do momenta $G_{rez} \cdot e \sin\alpha$, zbog kojega je oslonac C nosača CD dodatno opterećen, a njegov oslonac D rasterećen. Prema tome sile u osloncima C i D iznose:

$$C = \frac{G_{rez}}{2} + \frac{G_{rez} \cdot e \sin\alpha}{i} = \frac{G_{rez}}{2}\left(1 + \frac{2e\sin\alpha}{i}\right) \qquad (100\text{-}250)$$

$$D = \frac{G_{rez}}{2} - \frac{G_{rez} \cdot e \sin\alpha}{i} = \frac{G_{rez}}{2}\left(1 - \frac{2e\sin\alpha}{i}\right) \qquad (100\text{-}251)$$

Pritisak C razdijeli se na točkove T_1 i T_2 onako kao kad bi C djelovalo na drugi zamišljeni nosač n_1 poduprt u osloncima T_1 i T_2. Na isti se način razdijeli i pritisak D na točkove T_3 i T_4. Prema tome je dio pritiska svakog pojedinog točka uslijed težine okretnog dijela granika:

$$T_1' = \frac{C}{2} + \frac{C(b + e\cos\alpha)}{s} \qquad (100\text{-}252)$$

$$T_2' = \frac{C}{2} - \frac{C(b + e\cos\alpha)}{s} \qquad (100\text{-}253)$$

$$T_3' = \frac{D}{2} + \frac{D(b + e\cos\alpha)}{s} \qquad (100\text{-}254)$$

$$T_4' = \frac{D}{2} - \frac{D(b + e\cos\alpha)}{s} \qquad (100\text{-}255)$$

Do ovih se izraza došlo na isti način kao i prije, tj. kad bi C djelovalo u sredini nosača n_1 onda bi T_1' iznosilo $C/2$. Budući da C djeluje ekscentrično za veličinu $b + e\cos\alpha$, dolazi do momenta $C(b + e\cos\alpha)$, uslijed kojega je pritisak T_1' povećan, a pritisak T_2' smanjen. Istim se načinom došlo i do pritisaka T_3' i T_4'.

Uvrste li se vrijednosti za C i D prema izrazima (100-250) i (100-251) u izraze (100-252) do (100-255) dobivaju se ovi izrazi za tražene pritiske:

$$T_1' = \frac{G_{rez}}{4}\left(1 + \frac{2e\sin\alpha}{i}\right)\left(1 + 2\frac{b + e\cos\alpha}{s}\right) \qquad (100\text{-}256)$$

$$T_2' = \frac{G_{rez}}{4}\left(1 + \frac{2e\sin\alpha}{i}\right)\left(1 - 2\frac{b + e\cos\alpha}{s}\right) \qquad (100\text{-}257)$$

$$T_3' = \frac{G_{rez}}{4}\left(1 - \frac{2e\sin\alpha}{i}\right)\left(1 + 2\frac{b + e\cos\alpha}{s}\right) \qquad (100\text{-}258)$$

$$T_4' = \frac{G_{rez}}{4}\left(1 - \frac{2e\sin\alpha}{i}\right)\left(1 - 2\frac{b + e\cos\alpha}{s}\right) \qquad (100\text{-}259)$$

Ovi izrazi vrijede za sve kutove α između 0° i 360°.

Da bi došao do maksimalnog pritiska na točak *max* T_1', *Andrée* [94] postupa na taj način da izračuna pritisak T_1' za nekoliko različitih vrijednosti kuta α. Te vrijednosti unosi u dijagram u ovisnosti o kutu α i tako rišući krivulju nađe maksimalnu vrijednost pritiska na prvi točak. Istim načinom dolazi do minimalnog pritiska na četvrti točak *min* T_4'.

Za određivanje pritisaka točkova neopterećenog granika uvrsti se u izraze (100-256) do (100-259) umjesto G_{rez} rezultanta vertikalnih sila pri neopterećenom graniku $G_{o\ rez}$, a umjesto udaljenosti e udaljenost e_o koja je određena izrazom (100-242). Prema izrazu (100-244) je $G_{o\ rez} = G_u + G_1 + G_2$.

Do maksimalnih pritisaka na točak dolazi *Ernst* [93] određivanjem kuta α za koji je pritisak T' maksimalan. Pritisak T_1' bit će maksimalan kad suma članova u izrazu (100-256), koji sadrže veličine $\sin\alpha$ ili $\cos\alpha$, postigne svoj maksimum. To će biti kad diferencijalni kvocijent te sume bude jednak nuli. Prema tome je za:

$$y = \frac{2e\cos\alpha}{s} + \frac{2e\sin\alpha}{i} + \frac{4be\sin\alpha}{is} + \frac{4e^2\sin\alpha\cos\alpha}{is}$$

$$y' = -\frac{2e}{s}\sin\alpha + \frac{2e}{i}\cos\alpha + \frac{4be}{is}\cos\alpha + \frac{4e^2}{is}(\cos^2\alpha - \sin^2\alpha) = 0$$

Daljnjim transformiranjem, pri čemu se čitav izraz dijeli sa $\cos\alpha$, i uzimanjem u obzir da je $\cos^2\alpha - \sin^2\alpha = \cos 2\alpha$, dobije se za:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{s + 2b}{i} + \frac{2e}{i} \cdot \frac{\cos 2\alpha}{\cos\alpha} \qquad (100\text{-}260)$$

Za uobičajene vrijednosti za $\frac{s+2b}{i}$ i $\frac{2e}{i}$ prikazao je *Ernst* [93] navedeni odnos grafički, kako se to vidi na slici 100-152.

Iz toga se prikaza vidi da se za određenu vrijednost $\frac{s+2b}{i}$ kut α neznatno mijenja s promjenom vrijednosti za $2e/i$. Prema tome se kut α, kod kojeg je pritisak na točak maksimalan, može sa zadovoljavajućom tačnošću računati za $2e/i = 0$, tj. iz izraza:

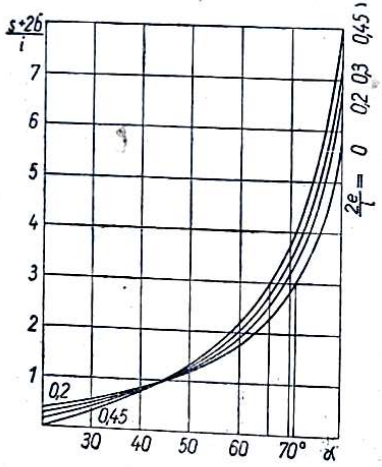
$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{s+2b}{i} \qquad (100\text{-}261)$$

Na isti se način može doći do najnepovoljnijeg kuta α_2, za koji je pritisak na točak T_2' maksimalan. Prema tome je:

$$\operatorname{tg}\alpha_2 = \frac{s-2b}{i} \qquad (100\text{-}262)$$

pri čemu je $\alpha_2 = 180 - \alpha$.

Zbog simetričnosti konstrukcije portala maksimalni je pritisak na točak $max\ T_3' = max\ T_1'$, a $max\ T_4' = max\ T_2'$.

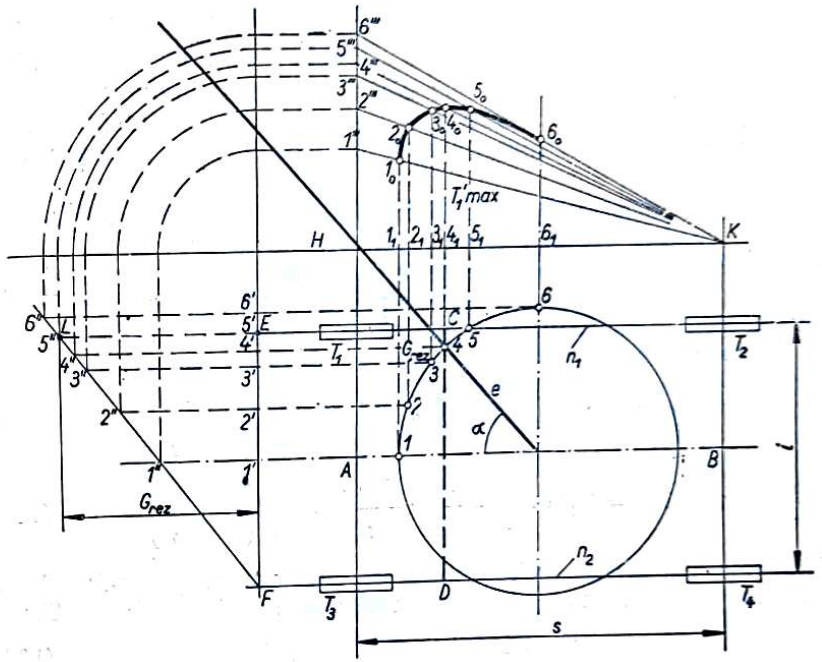


Sl. 100-152 Kut α najnepovoljnijeg položaja dohvatnika [93].

Do maksimalnih pritisaka na točkove postolja uslijed težine okretnog dijela granika može se doći i grafičkim načinom. Grafički način prema *Balcaru* [95] prikazan je na slici 100-153. Na toj je slici prikazan podvozak sa četiri točka. Odstojanje točkova označeno je sa s, a razmak točkova, tj. tračnica, sa i. Ove su dvije oznake međusobno zamijenjene s obzirom na oznake na slici 100-151 zato, da bi izrazi (100-256) do (100-259) vrijedili za oznake na jednoj i drugoj slici. Budući da je okretni

dio granika smješten u sredini podvoska, u spomenutim je izrazima $b = 0$ za granik prikazan na slici 100-153.

S obzirom na simetričnost konstrukcije podvoska prikazanog na slici 100-153 dovoljno je odrediti maksimalni pritisak na jedan točak, jer za sve je točkove jednak. Na promatranoj je slici to određeno za točak T_1. Postupak pri tome je ovaj:



Sl. 100-153 Pritisci na točak postolja [95].

Odabere se nekoliko tačaka (u promatranom slučaju 1 do 6) na kružnici koja je određena udaljenošću rezultante G_{rez} od osi okretanja granika. Za neki položaj dohvatnika, određen kutom α, G_{rez} djeluje npr. u tački 4. Zamišljeni nosač CD, koji prenosi to opterećenje na glavne nosače podvoska n_1 i n_2, zamislimo prenesen u pravac EF. U tački E podigne se okomica veličine $EL = G_{rez}$. Pravac kroz tačke L i F uplivnica je za reakciju u tački C. Prema tome je uslijed djelovanja rezultante G_{rez} u tački 4 veličina reakcije u osloncu C zamišljenog nosača određena dužinom 4' 4''. Prenese li se pomoću kružnice dužina 4' 4'' okomito na pravac HK u tački H, dobije se dužina $H4'''$. Ako se zamisli da je glavni nosač n_1 prenesen u pravac HK, onda je pravac kroz tačke 4'''K uplivica za reakciju ispod točka T_1, tj. za pritisak točka T_1', uslijed opterećenja nosača n_1 silom C, koja je prikazana dužinom $H4'''$. Prema tome dužina

$4_1 4_0$ predstavlja pritisak na točak T_1' za slučaj djelovanja rezultante G_{rez} u tački 4. Istim se postupkom dolazi do tih pritisaka i za ostale položaje dohvatnika u kojima G_{rez} djeluje u tačkama 1, 2, 3, 5 i 6. Spajanjem tako dobivenih tačaka 1_0, 2_0 .... 6_0 dobiva se krivulja koja pokazuje tok veličine pritiska točka u ovisnosti o položaju dohvatnika. Na taj se način lako može odrediti i maksimalni pritisak na točak, koji u promatranom slučaju nastane kad dohvatnik prolazi tačkom 4, kako je to prikazano na slici 100-153. U tom je slučaju:

$$max\ T_1' = \overline{4_1 4_0}$$

Na taj se način određuje maksimalni pritisak na točak uslijed djelovanja rezultante G_{rez}, te položaj dohvatnika u kojem dolazi do tog pritiska.

Za podvoske kojih je $s = {}^3/_2\, i$ dolazi do maksimalnog pritiska na točak T_1 kad se dohvatnik nalazi pod kutom $\alpha = 50°$. Samo za slučaj u kojem je $s = i$ dolazi do maksimalnog pritiska kad se dohvatnik nalazi iznad točka.

ii) Pritisak točka uslijed težine postolja. Budući da težina portala prikazanog na slici 100-151 djeluje izvan sredine portala za udaljenost a, pritisci na sva četiri točka nisu međusobno jednaki. Točkovi T_1 i T_3 su uslijed momenta $G_p \cdot a$ više opterećeni, dok su točkovi T_2 i T_4 uslijed toga rasterećeni. Prema tome se pritisci na pojedine točkove mogu izračunati pomoću izraza:

$$T_1'' = T_3'' = \frac{G_p}{4} + \frac{1}{2} \cdot \frac{G_p \cdot a}{s} = \frac{G_p}{4}\left(1 + \frac{2a}{s}\right) \qquad (100\text{-}263)$$

$$T_2'' = T_4'' = \frac{G_p}{4} - \frac{1}{2} \cdot \frac{G_p \cdot a}{s} = \frac{G_p}{4}\left(1 - \frac{2a}{s}\right) \qquad (100\text{-}264)$$

Maksimalni pritisak točka dobije se zbrajanjem pritisaka T' i T''. Prema tome je na osnovu izloženog maksimalni pritisak točka T_1:

$$max\ T_1 = max\ T_1' + T_1'' \qquad (100\text{-}265)$$

Do veličine $max\ T_1'$ može se doći na osnovu izraza (100-256), za koji je kut α izračunat iz izraza (100-261) ili pomoću jedne od spomenutih grafičkih metoda.

Na osnovu tako određenog maksimalnog pritiska točka proračunava se promjer točka postolja granika.

Za proračun pruge granika tom se maksimalnom pritisku dodaje još pritisak uslijed djelovanja vjetra za najnepovoljniji slučaj. Na granicima s proširenim portalom obično dolazi do najnepovoljnijeg pritiska kad vjetar puše u smjeru I, prema oznaci na slici 100-151.

140 ELEMENTI GRANIKA

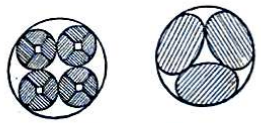
141 UŽETA

Konopna užeta

Konopna se užeta najčešće upotrebljavaju za zavješenje tereta na kuku.

Čvrstoća konopnih vlakanaca kreće se iznad 1200 kp/cm², ali vremenom znatno opada. Prema kidanju užeta su najotpornija kada su malo vlažna.

Konopna užeta koja se obično upotrebljavaju za prenosila i dizala ispletena su od četiri pramena. Za zavješenje tereta mogu se upotrebljavati i transmisijska užeta, koja su ispletena od tri pramena. Presjeci tih užeta prikazani su na slici 100-154. Ako opisana kružnica oko presjeka užeta određuje njegov teoretski presjek, onda stvarni presjek iznosi obično 2/3 teoretskog presjeka.



Sl. 100-154 Presjeci konopnih užeta.

Konopna užeta za granike obično se računaju sa deseterostrukom sigurnošću. S obzirom na teoretski presjek užeta mogu se dopuštena naprezanja odabirati sa 100 do 120 kp/cm². S tim dopuštenim naprezanjem konopno se uže računa na vlak prema izrazu:

$$F = \frac{d^2\pi}{4}\,\sigma_{dop} \qquad (100\text{-}266)$$

gdje je F [kp] sila kojom je uže opterećeno na vlak, a d [cm] promjer teoretskog presjeka užeta.

Za impregnirana užeta odabire se dopušteno naprezanje za oko 10 kp/cm² manje od navedenog, jer impregniranjem postaje uže kruće i slabije. Užeta se impregniraju natapanjem karbolineumom, katranom ili tome slično, da im se poveća otpornost prema atmosferilijama.

Čelična užeta

Kao nosivi elementi prenosila i dizala najčešće se upotrebljavaju čelična užeta i lanci. Gdje se zahtijevaju velike brzine uz miran hod primjenjuju se užeta, jer primjenu lanaca za velike brzine sprečava njihov nemiran hod. Užeta su nekoliko puta lakša od lanaca, ali zahtijevaju bubanj za namatanje, koji je mnogo teži od lančanika koji služi za povlačenje lanca. Velika prednost užeta pred lancima je u njihovoj sigurnosti, jer na osnovu pucanja pojedinih žica opasnost se od trganja užeta može na vrijeme primijetiti.

Čelična užeta obično su sastavljena od velikog broja žica, koje su u jednostrukoj ili višestrukoj zavojnici ovijene oko osi užeta. Postoji velik broj različitih čeličnih užeta, koja se međusobno razlikuju po *načinu izrade*, tj. po građi i načinu pletenja. Te razlike dolaze najjasnije do izražaja u presjecima užeta, kako se to vidi na nekoliko slika.

Sl. 100-155 Spiralno uže [96].

Omota li se oko jedne žice, kao jezgre, nekoliko redova žica dobiva se čelično uže, koje se naziva spiralnim užetom. Takvo je uže prikazano na slici 100-155. To je uže sa žicama koje čine jednostruku zavojnicu. Omota li se jedan ili više redova žica oko neke jezgre koja može biti jedna žica ili sastavljena od 3, 4 ili 5 žica, ili neka mekana jezgra, dobije se pramen. Omota li se jedan red pramenova oko neke

Sl. 100-156 Prameno uže [96].

jezgre dobiva se čelično uže, koje se naziva *pramenim užetom*. Takvo je uže prikazano na slici 100-156. To je uže sa žicama koje čine dvostruku zavojnicu. Prema tome spiralno je uže ono koje čini samo jedan pramen. Omota li se više pramenih užeta oko neke jezgre dobiva se čelično uže, koje se naziva *kablovim užetom*. Žice tog užeta čine trostruku zavojnicu. Ono je prikazano na slici 100-157.

Užeta se mogu uviti udesno, što je normalno, ili ulijevo. Prema tome postoje *desnovojna i ljevovojna* užeta. Desnovojno prameno uže prikazano je na slici 100-156, a ljevovojno na slici 100-158.

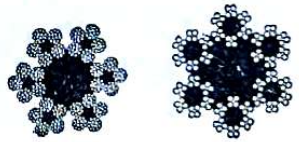
Za *pokretna užeta* na granicima dolaze u obzir samo pramena užeta jer su zbog svoje velike gipkosti prikladna za namatanje na bubanj i za prelaz preko užetnika. Prije su se upotrebljavala i kablova užeta, naročito ona kojima su užeta iz kojih su ispletena imala mekanu jezgru, kako je

Sl. 100-157 Kablovo uže [96].

to prikazano na slici 100-159. Danas za tu svrhu takva užeta ne dolaze u obzir. Ona su skupa, promjer im je velik, a zbog mekanih jezgri lako se deformiraju. Unatoč njihovoj velikoj savitljivosti trajnost im je često znatno manja od one koja se očekuje.

Sl. 100-158 Ljevovojno prameno uže [97].

Spiralna se užeta upotrebljavaju za *nosiva užeta* kablovih granika i žičnih željeznica. Za tu se svrhu danas mnogo češće upotrebljavaju *zatvorena užeta*, koja mogu biti poluzatvorena ili potpuno zatvorena.



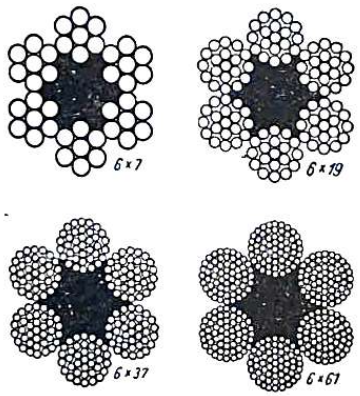
Sl. 100-159 Kablova užeta [98].

Presjeci potpuno zatvorenih užeta prikazani su na slici 100-160. Takva užeta imaju osim unutarnjih žica okruglog presjeka još jedan ili dva reda profilnih žica. Tim se načinom dolazi do glatke površine užeta, pa

Sl. 100-160 Zatvorena užeta [99].

ono podnosi bolje od spiralnog užeta velike pritiske točkova vitla, koji se po takvom užetu kreću kao po tračnici. Kad pukne vanjska žica zatvorenog užeta ona ne strši iz njegove površine. Za vožnju je to dobro, ali za pronalaženje puknutih žica loše.

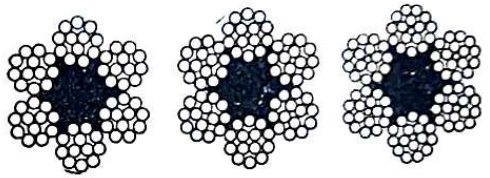
Pramena užeta ispletena su od 6, 7 ili 8 pramenova. Oni se izrađuju od čeličnih žica okrugla presjeka, čvrstoće 130, 160 i 180 kp/mm². Žice su vučene u hladnom stanju. Danas se tim načinom dobivaju žice čvrstoće 80 do 200 kp/mm². Proizvedene su žice i čvrstoće 300 kp/mm². Žice manje čvrstoće od 130 kp/mm² ne upotrebljavaju se za užeta jer bi im promjer bio prevelik. Ne upotrebljavaju se ni žice čvrstoće veće od 200 kp/mm² jer su previše krhke za pletenje. Promjer žice kreće se od 0,5 do 3 mm. Promjer žica ne treba odabirati prevelikim, jer dolazi do prevelikih naprezanja na savijanje u pojedinim žicama. Žice premala promjera nisu zgodne zbog toga jer se i pri relativno malim istrošenjima habanjem mnogo oslabe, što dovodi do relativno brzog pucanja velikog broja žica. I nutarnje se žice međusobno taru, tako da i one uslijed toga pucaju. Osim toga, ako zbog nepažnje prodire vlaga u uže, dolazi brže do pucanja tankih žica uslijed korozije, nego što bi to bio slučaj s debelim žicama. Da bi se uže zaštitilo od rđe i utjecaja mora treba ga pocinčati. Time uže gubi oko 10% svoje čvrstoće, naročito ako se radi o debljem sloju cinka.



Sl. 100-161 Pramena užeta s jednom žicom u jezgri pramena [100].

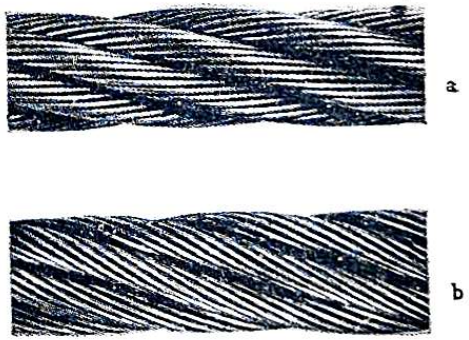
U pramenim užetima, koja se najčešće upotrebljavaju, čini jezgru svakog pojedinog pramena jedna žica istog promjera i iste čvrstoće kao ostale žice. Ta se žica smatra nosivom, pa se uzima u obzir pri proračunu čvrstoće užeta i uračunava u ukupan broj nosivih žica u užetu. Rijetko kad je ta žica od mekanog čelika. Oko spomenute žice omotano je jedan do četiri reda žica u svakom pramenu, kako je to prikazano na slici 100-161. Užeta sa pet redova žica u pramenu treba bezuslovno izbjegavati, jer što je više žica u pramenu, to je teže postići jednoliko i čvrsto pletivo. Na takvim užetima dolazi u pogonu lako do nejednolikog naprezanje u pojedinim žicama, i do svih loših posljedica koje se s time u vezi pojavljuju. S istog razloga ne treba upotrebljavati ni užeta sa četiri reda žica u pramenu, koja se često viđaju na granicima. Ne preporučuju

se za granike ni užeta s jednim redom žica u pramenu, jer relativno debele žice prema promjeru pramena daju nepovoljne odnose u dodirivanju žica. Dobra su užeta za granike ona koja imaju u pramenu dva ili tri reda žica oko jezgre pramena. Takva užeta za granike propisuje i njemački standard DIN 655. Ona su propisana i čehoslovačkim standardom kao užeta za granike. Osim te skupine užeta, čehoslovačkim su standardom predviđene još dvije skupine. U drugu skupinu ulaze užeta kojih je jezgra pramena jedna žica tanjeg promjera, koja se ne uzima u obzir ni pri proračunu čvrstoće užeta ni u broj nosivih žica užeta. Oko te jezgre može biti omotano nekoliko redova žica u kojima je broj žica 4, 10, 16 i 22 ili 5, 11, 17 i 23. Takva su užeta prikazana na slici 100-162. Na istoj je slici prikazano i uže koje spada u treću skupinu spomenutog standarda. Užeta te treće skupine imaju tri uvijene žice u sredini svakog pramena. Redovi žica oko njih imaju 9, 15 i 21-nu žicu. Užeta te skupine malo se upotrebljavaju.



Sl. 100-162 Pramena užeta [100].

U prvoj skupini spomenutih užeta broj žica u pojedinim redovima u pramenu iznosi 6, 12, 18 i 24. U svakom dakle redu po 6 žica više. Užeta te skupine sa šest pramenova po 37 žica imaju ukupno 222 žice.



Sl. 100-163 Pramena užeta [101].
a - ukršteno uže, *b* - istosmjerno uže.

U sredini pramenog užeta nalazi se jezgra. Obično je to mekana jezgra od konoplje, jute, manile, sisala i tome slično. Jezgra je natopljena vazelinom ili firnisom da bi u pogonu podmazivala uže iznutra. Užeta koja su izložena isijavanju topline, kao što je to slučaj u ljevaonicama i

čeličanama, a pri tome nisu dovoljno zaštićena od spaljivanja jezgre, treba da imaju jezgru od čeličnih žica. Uslijed toga užeta postaju kruća.

Užeta kojih je smjer uvijanja pramenova isti kao i smjer uvijanja žica u pramenima, nazivamo *istosmjernim užetima*. Užeta kojih je smjer uvijanja pramenova obrnut smjeru uvijanja žica u pramenu, nazivamo *ukrštenim užetima*. Takva desnovojna užeta prikazana su na slici 100-163. Ona se izrađuju i kao ljevovojna. Već duže vremena za granike se gotovo isključivo upotrebljavaju ukrštena užeta, jer ona se ne odvrću, ili se odvrću malo. S istim brojem prekinutih žica opada čvrstoća ukrštenih

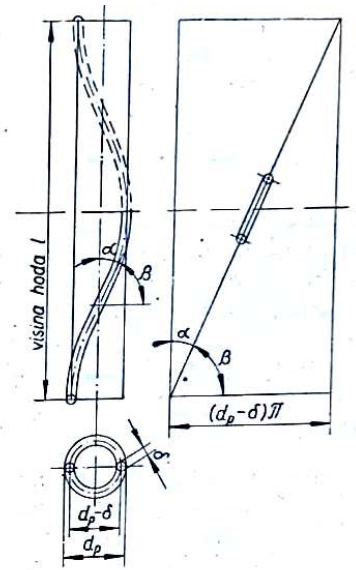
Sl. 100-164 Utisnuta mjesta na žici ukrštenog užeta *a* - i istosmjernog užeta *b* [102].

užeta polaganije nego istosmjernih. Kut međusobnog ukrštavanja dvaju žica iznosi oko 30°, dok kod istosmjernih užeta taj kut iznosi samo oko 10°, što se jasno vidi iz utisnutih mjesta na žicama prikazanim na slici 100-164. Utisnuta mjesta pod većim kutom pružaju uzdužnom pomicanju žica veći otpor od utisnutih mjesta pod manjim kutom. Zbog toga su ukrštena užeta kruća, pa su im žice pri savijanju jače napregnute, uslijed čega dolazi do umornosti materijala tih užeta prije nego istosmjernih. Trajnost tih užeta manja je od trajnosti istosmjernih. Uslijed velike gipkosti istosmjernih užeta njihova je trajnost velika. Trajnost istosmjernih užeta povećana je i time što njihove vanjske žice dobro prianjaju uz žlijeb užetnika. Uslijed dobrog nalijeganja površinski su pritisci mali, pa je maleno i istrošenje užeta. Nezgodna strana tih užeta je ta što se odvrću i što se pri opterećenju znatno produžuju, a pri rasterećenju opet stežu. To lako dovodi do stvaranja petlji. Zbog toga se istosmjerna užeta upotrebljavaju na mjestima gdje uže ostaje neprestano dovoljno zategnuto i gdje su mu oba kraja tako pričvršćena da se ne može odviti, kao npr. u liftovima ili na kablovim granicima. I pri upotrebi užeta u parovima može se odabrati istosmjerno uže, ako je jedno ljevovojno, a drugo desnovojno.

Za jako opterećene granike, kao što su granici u čeličanama i valjaonicama, ili pretovarni mostovi na lučkim skladištima ugljena, treba odabirati *paralelno pletena užeta*. Takva su užeta prvi puta proizvedena u USA i toliko im se primjena proširila da će izgleda gotovo sasvim istisnuti užeta normalnog načina izrade. To su ranije opisana pramena užeta. Pojedine žice užeta normalnog načina izrade imaju isti kut pletenja, a žice paralelno pletenih užeta imaju istu visinu hoda zavojnice. Vidi sliku 100-165. Prema tome su dužine žica paralelno pletenih užeta to veće što su žice više udaljene od sredine užeta. Te se žice ne oslanjaju

na žice ispod njih samo na mjestima međusobnog ukrštavanja, nego se međusobno dodiruju uzduž čitave dužine. Površinski pritisci su zbog toga maleni, a trajnost užeta velika. Takav način pletenja uvjetuje sastavljanje presjeka užeta od žica različitih promjera.

Prvobitni razlog uvođenju takvih užeta bila je jednostavnost njihove proizvodnje. Uslijed različitog kuta pletenja žica u pojedinim redovima unutarnje su žice jače opterećene na vlak od vanjskih. Unatoč tom nejednolikom opterećenju žica na vlak u pojedinim redovima ta su užeta mnogo bolja u pogonu od užeta normalnog načina izrade. Zbog njihove velike gipkosti i otpornosti mogu se za njih odabirati užetnici i bubnjevi manjeg promjera nego za užeta normalnog načina izrade.



Sl. 100-165 Zavojnica žice u pramenu.
l - visina hoda zavojnice, α - kut pletenja, tg β - uspon.

Paralelno pletena užeta razlikuju se ovako:

i) užeta načina izrade Seale (slika 100-166),
ii) užeta načina izrade Warrington (slika 100-167) i
iii) užeta sa žičanom ispunom.

Sl. 100-166 Paralelno pleteno uže (način izrade Seale).

Paralelno pletena užeta, koja njemački standardi propisuju za granike, obuhvaćena su u DIN 656.

Na granicima na kojima teret visi na jednom užetu, tako da se pri dizanju i spuštanju može okretati, treba upotrebljavati užeta koja se ne odvrću, odnosno koja se odvrću samo malo. Takva su užeta proizvedena prvi puta u USA, gdje su dobila i svoje ime: *Tru-Lay užeta*. To su užeta na kojima se svakoj žici prije nego se uplete u pramen dade onaj oblik koji će imati u pramenu, a svakom pramenu prije nego se uplete u uže

Sl. 100-167 Paralelno pleteno uže (način izrade Warrington).

oblik kojega će imati u užetu. Tim se načinom dolazi do užeta u kojem nema naprezanja uslijed pletenja, koja inače nastaju i smanjuju čvrstoću i gipkost užeta. Trajnost je takvih užeta za 25% do 100% veća od trajnosti užeta normalnog načina izrade. Danas već postoji više načina proizvodnje kojim se postiže da se užeta ne odvrću. Takva užeta treba upotrebljavati samo ondje gdje to prilike u pogonu zahtijevaju.

Trajnost čeličnih užeta

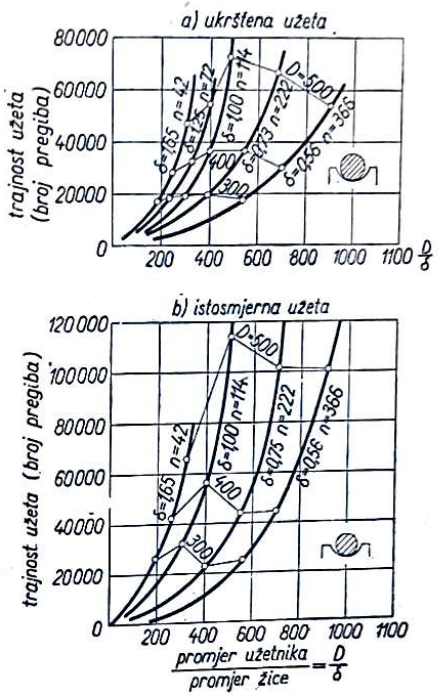
Iskustva s čeličnim užetima pokazuju da je njihova trajnost često i uz iste pogonske okolnosti veoma različita. Smatra se da uzroci tako različitoj dobi trajanja leže u samom procesu izrade užeta, i u postupku s užetom. Pri izradi užeta dolazi do naprezanja uslijed pletenja, koja mogu dovesti do različitih naprezanja u pojedinim žicama. Do različitih naprezanja u pojedinim žicama dolazi i zbog njihova različitog istezanja. Užetima u kojima dolazi do različitih naprezanja u pojedinim žicama trajnost je kraća.

Na osnovu velikog broja laboratorijskih pokusa, naročito onih koje je u Njemačkoj izveo Woernle [103], a u Engleskoj Scoble [104], i na osnovu sređenih podataka dugogodišnjih iskustava došlo se do saznanja o tome što sve utječe, i u kojoj mjeri, na trajnost čeličnih užeta.

Neka od tih saznanja su ova:

i) Trajnost užeta znatno se povećava povećanjem omjera D/δ. Rezultati ispitivanja koje je izveo Woernle prikazani su na slici 100-168*a* za ukrštena užeta, a na istoj slici pod *b* za istosmjerna užeta. Na slici je sa D označen promjer užetnika, a sa δ promjer žice. Trajnost užeta određuje broj pregiba užeta koje ono podnese pri određenom opterećenju prije nego se pretrgne. Jednim pregibom smatra se izravnavanje previnutog užeta i ponovno njegovo previjanje oko užetnika. Rezultati u navedenim slikama odnose se na uže promjera 16 mm, čvrstoće 130 kp/mm².

ii) Trajnost užeta znatno se povećava s povećanom sigurnosti S, odnosno smanjenim naprezanjem na vlak σ u pojedinim žicama. Za čelično uže promjera 16 mm sa 144 žice promjera $\delta = 1$ mm, a čvrstoće 130 kp/mm², prikazana je na slici 100-169 ovisnost njegove trajnosti o omjeru D/δ za različite sigurnosti.



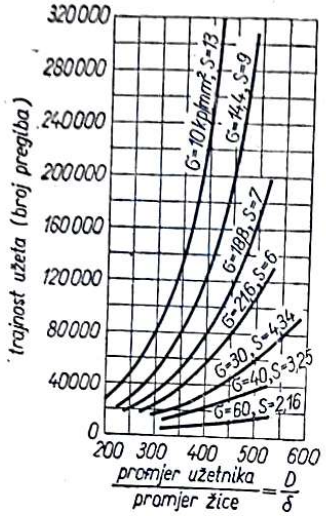
Sl. 100-168 Trajnost čeličnog užeta u ovisnosti o odnosu D/δ (prema Voernleu) [105].

iii) Trajnost ukrštenih užeta manja je od trajnosti istosmjernih. To se jasno vidi iz rezultata ispitivanja prikazanih na slici 100-168.

iv) Trajnost se užeta povećava s povećanjem omjera D/d, kako se to vidi na slici 100-170. Sa d je označen promjer užeta. Uže na koje se odnose prikazani podaci ima 144 žice od materijala čvrstoće 130 kp/mm². Uže je bilo pod dosta velikim opterećenjem od 30 kp/mm². Prema navedenom nije dobro odabirati uže s većim brojem tankih žica, jer mu se promjer d povećava pri istoj nosivosti užeta.

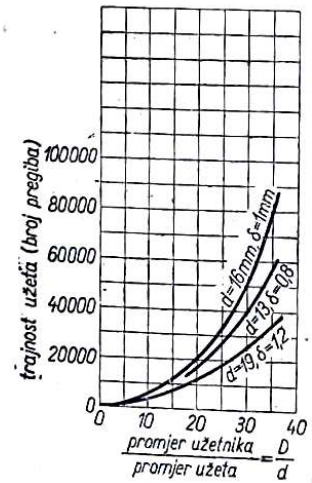
v) Pocinčana užeta s debljim slojem cinka manje su čvrstoće od užeta s glatko vučenim žicama. Tim više iznenađuje što je trajnost užeta s tankim slojem cinka veća. To se tumači time da cink djeluje kao neko mazivo i tako smanjuje unutarnje trenje u užetu. Trajnost pocinčanog užeta prema užetu s glatko vučenim žicama u ovisnosti od prednapre-

zanja σ_v prikazana je na slici 100-171. Tom su slikom prikazani rezultati ispitivanja koje je izveo Woernle s užetom 16 A 130 DIN 655 na užetniku promjera $D = 300$ mm.



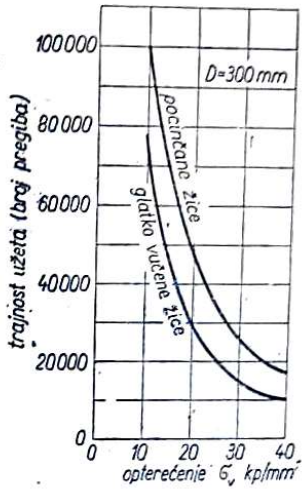
Sl. 100-169 Trajnost čeličnog užeta u ovisnosti o sigurnosti [106].

vi) Odabiranjem debelih žica u užetu smanjuju se površinski pritisci, ali naprezanja na savijanje u žicama rastu. Tanke se žice na mjestima dodira prebrzo istroše habanjem i zbog toga popucaju. Najveću trajnost pokazuju užeta sa žicama promjera 0,8 do 1 mm.



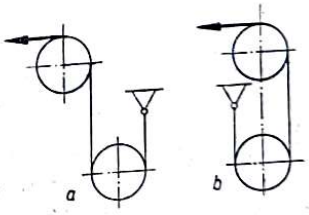
Sl. 100-170 Trajnost čeličnog užeta u ovisnosti o omjeru D/d [106].

vii) Užeta sa žicama čvrstoće 180 kp/mm² podnose uz istu sigurnost znatno manje pregiba (5/6 do 2/3) od užeta sa žicama manje čvrstoće. Prema tome se izborom takvih užeta dobiva na sigurnosti, na račun trajnosti.



Sl. 100-171 Trajnost pocinčanog užeta i užeta s glatko vučenim žicama (prema Woernleu) [107].

viii) Užetima koja se pri prelazu užetnika savijaju u različitim smjerovima, tj. izmjenično, kako je prikazano na slici 100-172*a*, trajnost je manja nego užetima koja se savijaju uvijek u istom smjeru. Pri iz-



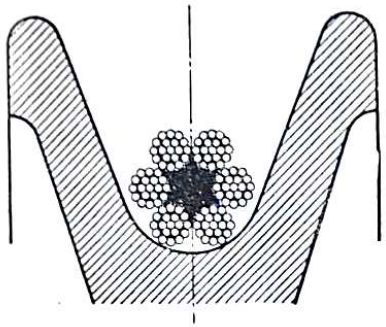
Sl. 100-172

mjeničnom savijanju uže podnese uz određeno opterećenje svega 75%, ili čak manje od 50% pregiba od broja pregiba koji može podnijeti do svog prekidanja uže koje se savija uvijek u istom smjeru.

ix) Pokazalo se da uže treba da leži u žlijebu na što većoj površini, barem s trećinom oboda svog presjeka, da se ne bi deformiralo. Uže ne smije u žlijebu biti uklješteno nego mora ležati slobodno, kako je prikazano na slici 100-173. Polumjer žlijeba treba da bude jednak ili nešto

veći od polumjera užeta. Kad se uže namata na bubanj sa žljebovima radijusa 0,53 d, trajnost mu može biti približno trostruka od one koju bi imalo pri namatanju na gladak bubanj.

x) Ispravno povremeno mazanje užeta može do pet puta povećati njegovu trajnost. Pri tome je osobito važno unutarnje mazanje, koje osigurava mekana jezgra natopljena vazelinom. Izvana se uže maže vazelinom u kojem ima i grafita. Teško je provesti dobro mazanje užeta koja prelaze preko tarnih užetnika, gdje se mora računati sa silom trenja između užeta i užetnika.



Sl. 100-173

Dimenzioniranje čeličnih užeta

Dimenzioniranje užeta na osnovu tačnog proračunavanja naprezanja nesigurno je i teško. Razlog je u tome što je uže ispleteno od velikog broja žica i što u užetu, osim vlačnih naprezanja i naprezanja na savijanje, postoje još i naprezanja uslijed pletenja. Uže je uopće neobičan strojni element, koji se mnogo razlikuje od ostalih strojnih elemenata, osobito zbog njegove velike čvrstoće i velike žilavosti. Zbog te nesigurnosti u određivanju naprezanja u čeličnim užetima nužno se je ravnati prema iskustvima i praktičnim ispitivanjima, koja pokazuju kojom sigurnošću treba računati uže i kako dimenzionirati promjere bubnja i užetnika, da bi se osigurala užetima željena trajnost. Na osnovu tako utvrđenih sigurnosti, koje se kreću od 6 do 10, dolazi se do dopuštenih naprezanja kojima se vrši proračun užeta na vlak. Sva su ostala naprezanja pri tome uzeta u obzir odabranom sigurnošću.

Na osnovu rečenog u praksi se ustalilo ovo:

Za granike s lakim pogonom odabire se sigurnost $S = 6—7$, za granike u normalnom pogonu ona iznosi 7—8, a za granike s forsiranim pogonom odabire se ta sigurnost između 8—10. Promjer bubnja i užetnika određuje se prema ovim izrazima, ili njima sličnim:

za bubanj	$D = (500—600)\ \delta$	(100-267)
za vodeći užetnik	$D = (550—700)\ \delta$	(100-268)
za užetnik za izravnavanje	$D = (200—300)\ \delta$	(100-269)

Ujedno se traži da bude $D \geq 20\ d$, pa čak i da bude $D \geq 22\ d$. Sa d je označen promjer užeta, a sa δ promjer žice u užetu.

Obično se promjer užetnika odabire za 50 mm većim od promjera bubnja, jer uže mnogo više trpi pri prelazu preko užetnika nego pri namatanju na bubanj. Pri prelazu užeta preko užetnika ono se previne i odmah zatim izravna, a pri namatanju ili odmatanju s bubnja ono se samo savija ili samo izravnava. Osim toga s obzirom na uštedu u težini bolje je povećati promjere užetnika nego promjer bubnja.

Izloženi način proračunavanja čeličnog užeta, kojim se ono proračunava samo na vlak uz određenu sigurnost, danas se više ne primjenjuje u njemačkoj industriji. Njihovim standardom DIN 15020 propisan je drugi način, koji se također osniva na iskustvenim i eksperimentalnim podacima, na osnovu kojeg se određuje promjer užeta i promjeri bubnja i užetnika. Prema tim propisima promjer se čeličnog užeta određuje na osnovu izraza:

$$d = k\sqrt{F}\ [\text{mm}] \qquad (100\text{-}270)$$

a promjer bubnja i užetnika (mjeren od sredine do sredine užeta) na osnovu omjera D/d, za koji su minimalne vrijednosti navedene u tablici 100-24.

U izrazu (100-270) F [kp] označuje maksimalnu silu u užetu. Faktor k iskustvena je veličina koju se odabire iz tablice 100-22 za različite grupe užetnih sklopova granika.

Tablica 100-22. Vrijednost k prema DIN 15020 [108]

Grupa užetnog sklopa granika	minimalne vrijednosti k za čelična užeta prema	
	DIN 655 DIN 656	DIN 6895
0	0,28	0,30
1	0,30	0,32
2	0,32	0,35
3	0,35	0,38
4	0,38	0,41

Tablica 100-23. Grupe užetnih sklopova granika prema DIN 15020 [108]

Grupa užetnog sklopa granika	broj radnih ciklusa na sat
0	do 6
1	preko 6 do 18
2	preko 18 do 30
3	preko 30 do 60
4	preko 60

Vrijednosti faktora k u tablici 100-22 vrijede za užeta s glatko vučenim žicama i za pocinčana užeta čvrstoće 160 kp/mm² i 180 kp/mm². Za užeta s navedenom manjom čvrstoćom iznosi sigurnost $S = 4,5 — 8,3$, a za užeta s navedenom većom čvrstoćom je $S = 5,1 — 9,3$. Za užeta sa žicama čvrstoće 130 kp/mm² treba vrijednosti k povećati za 10%.

Za pogon u kojem se pretežno ili neprestano radi pod maksimalnim opterećenjem treba vrijednosti za k odabirati iz slijedeće veće grupe. U tom se slučaju za grupu 4 računa s vrijednostima $k = 0,41$ odnosno 0,44. Vrijednosti za k treba povisiti i u slučajevima opasnog transporta, kao što je npr. prenošenje rastaljenih tekućih masa.

U propisima DIN 655 obuhvaćena su čelična užeta normalnog načina izrade, a propisima DIN 656 paralelno pletena užeta [109].

Razvrstaj užetnih sklopova granika u grupe prema njemačkom je standardu DIN 15020 izveden na osnovu broja radnih ciklusa koje granik izvede u jednom satu. Taj je razvrstaj prikazan u tablici 100-23. Pod radnim ciklusom razumijevaju se sve pojedinačne radnje potrebne za provođenje jednog potpunog prenošenja, odnosno transporta. Vidi tablicu 100-3.

Tablica 100-24 Vrijednosti D/d prema DIN 15020 [108]

Grupa užetnog sklopa granika	Minimalne vrijednosti D/d					
	bubanj		užetnik		užetnik za izravnavanje	
	Čelična užeta prema DIN					
	DIN 655 DIN 656	DIN 6895	DIN 655 DIN 656	DIN 6895	DIN 655 DIN 656	DIN 6895
0	15	17	16	18	14	16
1	18	20	20	22	14	16
2	20	22	22	24	15	17
3	22	24	24	26	16	18
4	24	26	26	28	16	18

Za pogon u kojem se pretežno ili neprestano radi pod maksimalnim opterećenjem treba vrijednosti iz tablice 100-24 povećati za 2. Ako uže prelazi preko više od dva užetnika ili se prelazeći preko užetnika izmjenično savija treba također vrijednosti iz spomenute tablice povećati za 2. Svi veći promjeri od izračunatih dopušteni su. Za bubnjeve i užetnike kojima je promjer D određen na osnovu tablice 100-24 mogu se uz istu silu u užetu F odabirati i užeta većeg promjera d, a da se pri tome njihova trajnost ne smanji. To vrijedi tako dugo dok god se promjer užeta ne poveća za više od 25%.

Navedeni način proračunavanja vrijedi i za užeta s čeličnom jezgrom i za užeta s mekanom jezgrom.

Izmjena čeličnih užeta

Ranije se izmjena čeličnih užeta vršila na osnovu procjene dotrajalosti užeta. Danas se ta izmjena obično vrši na osnovu broja prekinutih žica koje se mogu viditi na dužini užeta $l = 100\ d$, tj. na dužini jednakoj stostrukom promjeru užeta. Uže treba izmijeniti čim je broj prekinutih žica:

$$p = \frac{(S - s)\,i}{S \cdot d} \qquad (100\text{-}271)$$

u navedenom izrazu je:

S — prvobitna sigurnost užeta,
s — najmanja dopuštena sigurnost za rabljeno uže,
d — promjer užeta u [cm],
i — broj nosivih žica u užetu.

U Čehoslovačkoj [110] se obično uz prvobitnu sigurnost $S = 6 - 7$ odabire $s \approx \frac{4}{5} S$, a uz sigurnost ≥ 7 odabire se $s = \frac{3}{4} S$.

Treba voditi računa o tome da uz neispravno mazana užeta smještena u vlažnim prostorima može doći do pucanja unutarnjih žica. Takvo se uže može naglo prekinuti, a da pri tome nije bilo popucanih žica na njegovoj površini.

142 LANCI

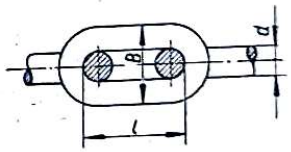
Člankasti lanci

Člankasti lanci, kojima su članci izrađeni na tačnu mjeru da bi mogli prelaziti preko lančanika, nazivaju se *kalibriranim lancima,* za razliku od *nekalibriranih lanaca.*

Člankasti se lanci često upotrebljavaju za zavješenje tereta na kuku. Kao nosivi organi upotrebljavaju se oni dosta rijetko, uglavnom samo za ručne pogone. U posljednje se vrijeme upotrebljavaju i za elektrodizala malih nosivosti, jer omogućavaju konstrukcije malih volumena.

Nezgodno je s lancima to što su osjetljivi na udarce i preopterećenja. Hod im je nemiran, što sprečava njihovu upotrebu za velike brzine. Brzina kalibriranih lanaca ne prelazi obično 0,1 m/s. Brzina ručnih lanaca za pokretanje lančanika zna biti i veća od 1 m/s, jer se ništa opasna ne bi dogodilo kada bi lanac i iskočio iz lančanika.

Na mjestima doticaja pojedinih članaka lanci se brzo istroše i uslijed toga produžuju. Njihovo se dosjedanje u pogonskim lančanicima time pokvari. Istrošenje lanaca može se znatno ublažiti ako se lanci redovito mažu mašću u kojoj ima grafita, ili sličnim mazivom.



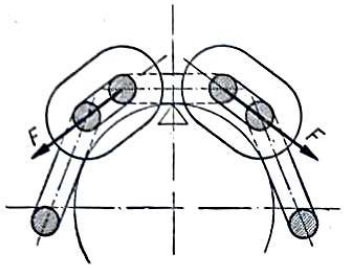
Sl. 100-174

Oblik člankasta lanca prikazan je na slici 100-174. Stranice članka su ravne i što je više moguće bliže jedna drugoj, da bi naprezanje na savijanje u članku bilo što manje. Članci se lanca proračunavaju samo na vlak, iako su opterećeni i na savijanje. Prema tome je:

$$\sigma_v = \frac{F}{2\,\frac{d^2\pi}{4}} \qquad (100\text{-}272)$$

gdje je F sila kojom je opterećen lanac, a d promjer lanca.

Dopušteno naprezanje na vlak kreće se oko 600 kp/cm² ako je lanac izrađen od materijala St 35.13 K. Ako je taj materijal poboljšan, odabire se dopušteno naprezanje oko 800 kp/cm². Općenito je materijal za lance čvrstoće 36—40 kp/mm², s istezanjem od 25%. U svarenom presjeku može čvrstoća općenito biti manja za 15 do 30%. Sigurnost člankastih lanaca je obično $S = 4 - 5$.



Sl. 100-175

Lance izrađene od članaka kojima je svijetla dužina $l \leq 3\ d$ nazivamo *kratkočlankastim lancima*. Lance kojih je $l > 3\ d$ nazivamo *dugočlankastim lancima*. Dugačak je članak pri prelazu preko slobodnog lančanika znatno opterećen na savijanje, kako se to jasno vidi na slici 100-175. Kod kratkih članaka to je opterećenje znatno manje, ali je za njih teško izraditi zube u pogonskom lančaniku, a uz to su teži i skuplji.

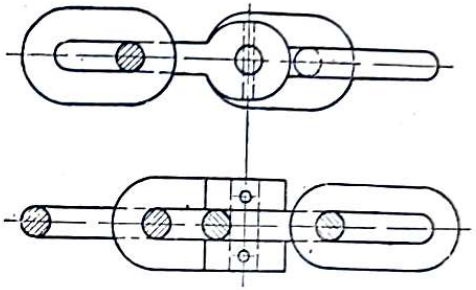
Pri izradi kalibriranih lanaca dopušteno je odstupanje za svijetlu dužinu članka (l) ± 0,03 d, a za vanjsku širinu članka (B) ± 0,05 d. Za nekalibrirane lance dopušteno je odstupanje za obje ove dužine ± 0,1 d.

Nekalibrirani lanac od normalnog materijala treba ispitati tako da ga se čitava optereti teretom $Q = 1900\ d^2$, gdje je d promjer lanca u cm. Nakon takva opterećenja ne smiju na lancu biti nikakve pukotine niti išta što bi značilo labavljenje svarenih mjesta. Kalibrirane se lance tako ne smije ispitivati jer bi se rastegli i više ne bi bili kalibrirani. Oni se ispituju tako da se izvrši ispitivanje trganja na komadu lanca od nekoliko članaka, pri čemu čvrstoća lanca treba da iznosi najmanje 24,2 kp/mm² [111].

Ispitivanje lanaca i vršenje nadzora nad njima u pogonu u Njemačkoj je propisano standardom DIN 685, a za lance velike čvrstoće standardom DIN 5684. Naprezanje pri prekidu lanca velike čvrstoće mora da bude veće od približno 40 kp/mm², naprezanje pod teretom za ispitivanje za njih iznosi približno 25 kp/mm², a naprezanje u normalnom opterećenom lancu kreće se oko 12,5 kp/mm². Ispitani lanci moraju biti označeni žigom i za svaki lanac mora biti ispostavljan atest.

Postupak s lancima i nadzor nad njima u pogonu mora da bude veoma savjestan. Lanci se moraju redovito mazati. Lanci od normalnog materijala pri nižim temperaturama od —20° C smiju se opteretiti samo polovinom njihova normalnog opterećenja. Člankaste lance treba najmanje dva puta godišnje savjesno pregledati, da bi se ustanovilo nije li koji članak oštećen ili deformiran. Da bi se mogao izvršiti takav pregled

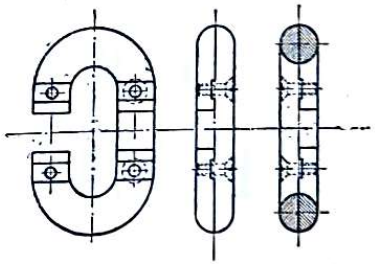
lanac se obično polaganim i postepenim zagrijavanjem oslobodi masti i nakon polaganog ohlađivanja u pepelu potpuno očisti. Nakon svakog drugog ili trećeg takvog pregleda treba izvršiti i pokusno opterećenje lanaca teretom koji je za 50% veći od normalnog opterećenja lanca, ili samo za 25% veći ako se lanac ispituje na graniku. Nakon tog opterećenja treba svaki članak pomno pregledati. Sve ovakve postupke s lancima trebalo bi unositi u knjigu lanaca. Takvim se postupcima sprečava iznenadno pucanje lanaca.



Sl. 100-176 [112].

Lance kojima je na bilo kojem mjestu smanjena debljina (promjer) za više od 20% ili povećana dužina članka za više od 5% treba odbaciti.

Za sastavljanje odnosno spajanje lanaca služi spojnica prikazana na slici 100-176. Ako lanci moraju da prelaze preko lančanika ili se trebaju namatati na bubanj, onda spojnica ima oblik prikazan na slici 100-177. Spojnice treba izraditi od materijala veće čvrstoće da bi se nadoknadilo oslabljenje uslijed izreza.

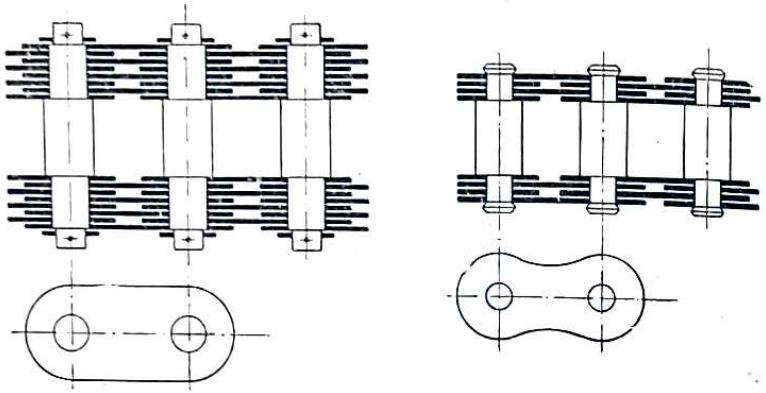


Sl. 100-177 [113].

Zglobni (Gallovi) lanci

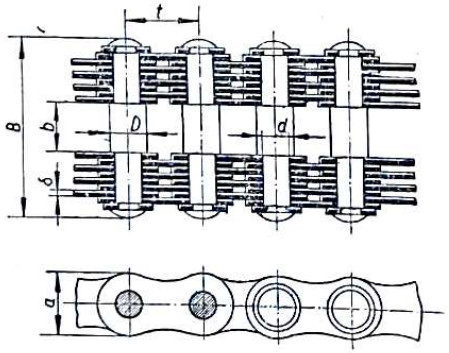
Primjena zglobnih lanaca ograničena je uglavnom na dizala velike nosivosti i male visine dizanja. Ti se lanci izrađuju za nosivosti do 30 t. Ni za njih se ne smiju odabirati velike brzine, obično 0,2 ili 0,3 m/s. Pri odabiranju većih brzina, 0,5 m/s ili čak 1 m/s, mora im se znatno smanjiti dopušteno opterećenje, čak do osam puta.

Zglobni su lanci sastavljeni od čepova i lamela. Lamele lakih lanaca, s razmakom čepova t manjim od 60 mm, u sredini su sužene, kako se to vidi na slici 100-179. Lamele težih lanaca toga suženja nemaju nego su ravne kao što prikazuje slika 100-178. Vezanje lamela uz čepove vrši se na različite načine. Nekoliko ih je prikazano na slici 100-180.



Sl. 100-178

Čepovi tih lanaca izrađuju se od materijala St 50, a lamele od čelika St 60. Specifični površinski pritisci između lamela i čepova veliki su, kreću se između 800 i 1250 kp/cm². Da bi naprezanje na savijanje u sredini čepova bilo maleno, trebaju 3 do 4 zuba lančanika uvijek biti u zahvatu, a za lančanike teških lanaca barem 4 do 5 zubi. Pri takvom zahvatu spomenuta se naprezanja obično kreću između 300 i 500 kp/cm².

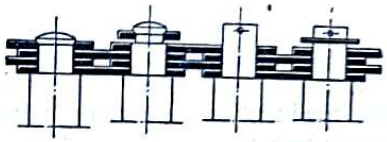


Sl. 100-179

Zglobni su lanci sigurniji od člankastih jer nemaju svarenih mjesta, a sastavljeni su od višestrukih redova lamela. Njihova je težina prema člankastim lancima iste nosivosti za oko 40% veća, a oko 6—8 puta su teži od odgovarajućih čeličnih užeta. Zbog velike težine su skupi.

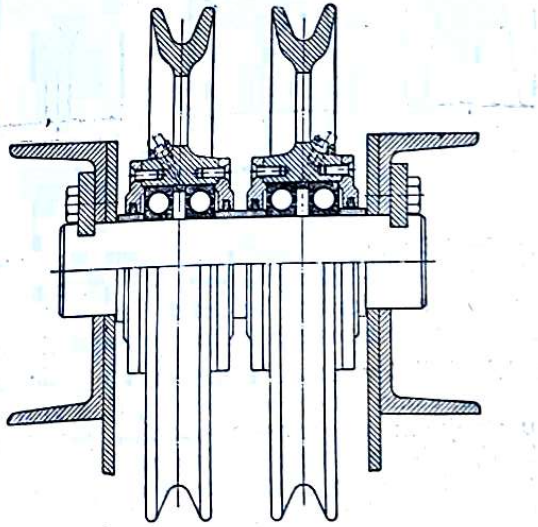
Užetnik za čelično uže s valjnim ležajevima (SKF) prikazan je na slici 100-181. Kad se žele smanjiti sile u užetu ugrađuju se valjni ležajevi, inače se užetnici izvode s kliznim ležajevima. Na kliznim ležajevima ne smije specifični površinski pritisak biti:

$$p = \frac{F}{l \cdot d_1} > 80 \text{ do } 100 \text{ kp/cm}^2$$



Sl. 100-180

ako su užetnici ugrađeni na granicima velikih nosivosti. Za granike naročito velikih nosivosti može se iznimno specifični površinski pritisak odabrati i sa 120 kp/cm² ili nešto više. Za učestali rad pri velikim brzinama, kao što je to kod mehaniziranih granika, stavlja se u provrt za čep užetnika čahura od bronce ako je $p \geq 30$ kp/cm², a često i za manje vrijednosti specifičnih pritisaka. U ručnom pogonu stavljaju se čahure od bronce ako je $p \geq 40$ kp/cm². U gornjem izrazu F označuje opterećenje užetnika, d_1 promjer čepa užetnika, a l dužinu ležaja užetnika, tj. širinu glavine. Obično je omjer $l/d_1 = 1{,}5$ do $1{,}8$.



Sl. 100-181 [114].

Ovisnost specifičnog površinskog pritiska p o obodnoj brzini u ležaju je ova [115]:

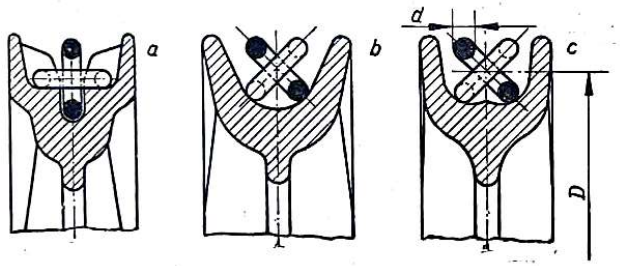
v [m/s]	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
p [kp/cm^2]	75	70	66	62	60	57	55	54	53	52	51	50	49	48	47

Promjer užetnika D (mjeren od sredine do sredine užeta) može se odrediti na osnovu omjera D/d, za koji su minimalne vrijednosti navedene u tablici 100-24, ili na osnovu omjera D/δ iz izraza (100-268) i (100-169). Sa d je označen promjer užeta, a sa δ promjer žice u užetu.

Otvor žlijeba užetnika treba izvesti s kutom od 45°, odnosno najmanje sa 30°. Dubina žlijeba kreće se od približno 1,5 d do 2,5 d. Radijus zakrivljenosti žlijeba može se izvesti sa $r = 0{,}53\ d$. Kako se jedan te isti profil žlijeba može odabirati za nekoliko užeta različitih promjera, za odgovarajuće najdeblje uže može biti $r \approx 0{,}47\ d$. To malo uklještenje užeta u žlijebu dopušta se, jer već nakon kratkog vremena u pogonu nestaje. Žlijeb mora da bude uvijek glatko obrađen sa zaobljenim rubovima, da se i u kosom položaju užeta ono ne ošteti.

Ukupni stepen korisnosti užetnika kreće se od 0,94 do 0,97. On je bolji što su d i δ prema promjeru D manji. Najčešće je $\eta = 0{,}95$.

Užetnici se izrađuju od ljevena željeza, ljevena čelika i u svarivanoj izvedbi.



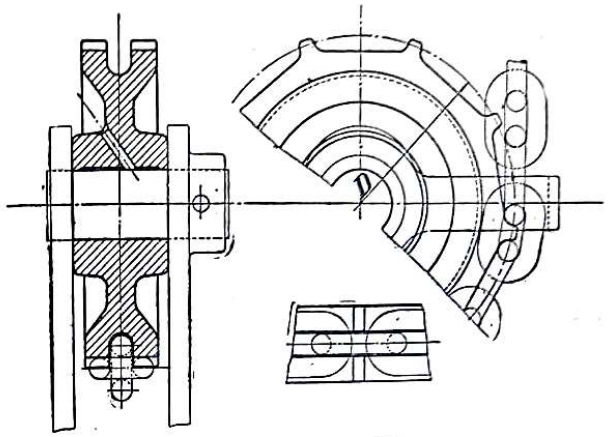
Sl. 100-182 [116].

Slobodni lančanici i vodeći lančanici mogu biti izvedeni ili bez zubi ili sa zubima. Na slici 100-182*a* prikazan je lančanik za ručni lanac. Na istoj su slici pod *b* i *c* prikazani lančanici bez zubi. Dobra konstrukcija slobodnog lančanika sa zubima prikazana je na slici 100-183.

U zubima slobodnih i vodećih lančanika leže lanci isto kao i u zubima pogonskih lančanika, samo mnogo slobodnije, tj. s više zračnosti. Promjer tih lančanika u strojnom se pogonu odabire prema Balcaru [117] sa $D \geq 25\ d$ do 30 d, gdje je d promjer lanca, tj. promjer okruglog željeza od kojeg je izrađen lanac. Za lančanike u ručnom pogonu je $D \geq 20\ d$, što omogućava smještaj od približno 10 do 11 zubi. Lančanici za ručne lance imaju obično 30 do 60 zubi. Promjer tih ručnih lanaca obično iznosi $d = 5$ do 8 mm.

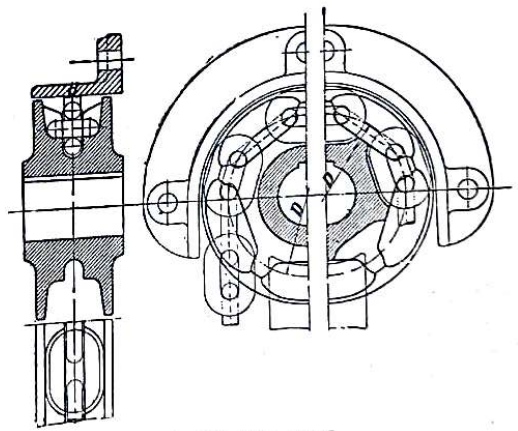
Ukupni stepen korisnosti lančanika (s ležajevima) $\eta \approx 0{,}95$.

Lančanici se izrađuju od ljevena željeza, a rijetko kada od ljevena čelika.



Sl. 100-183 [117].

Pogonski lančanik ima istu svrhu kao i bubanj na kojeg se namata lanac, ali ne zahtijeva toliko prostora kao bubanj i mnogo je lakši od njega. Za pogonske lančanike mora lanac da bude kalibriran. Dva konstrukciona rješenja pogonskog lančanika prikazana su na slici 100-184.



Sl. 100-184 [118].

Oni se izrađuju od ljevena željeza ili tvrdog ljevenog željeza, a rijetko od ljevena čelika. Broj zubi pogonskog lančanika je malen, kreće se od 4 do 10, a najčešće se odabire između 5 i 8. Pri prelazu lanca preko pogonskog lančanika dolazi do velikog gubitka zbog trenja između lanca i lančanika. Gubitak uslijed trenja je velik i zbog velikog kuta otklona pojedinih članaka lanca, naročito kod malog broja zubi lančanika. Zbog

toga je stepen korisnosti pogonskog lančanika malen, a njegovo istrošenje i istrošenje lanca veliko. Dobrim mazanjem lančanika mašću i grafitom to se istrošenje sprečava. Ukupni stepen korisnosti iznosi približno $\eta \approx 0{,}92$.

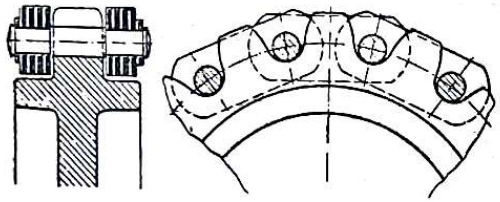
Promjer pogonskog lančanika određuje se iz izraza:

$$D = \sqrt{\left(\frac{l}{\sin\frac{90°}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos\frac{90°}{z}}\right)^2} \text{ [mm]} \qquad (100\text{-}273)$$

gdje je l [mm] — svijetla (unutarnja) dužina članka,
d [mm] — promjer lanca,
z — broj zubi lančanika.

Da bi se spriječilo ispadanje lanca iz lančanika treba da uz lančanik postoji osigurač. Jedan od takvih osigurača prikazan je na slici 100-184.

Lančanik za zglobni lanac (Gallov) s velikim brojem zubi izrađuje se od ljevena željeza, a s malim brojem zubi od ljevena čelika ili čelika St 50.



Sl. 100-185 [119].

Po svom se obliku vodeći lančanici ne razlikuju od pogonskih. Jedina je razlika što su zubi vodećih lančanika tanji, tako da lanac leži slobodnije. Oblik lančanika za zglobni lanac prikazan je na slici 100-185. Njegov se promjer određuje na osnovu izraza:

$$D = \frac{l}{\sin\frac{180°}{z}} \text{ [mm]} \qquad (100\text{-}274)$$

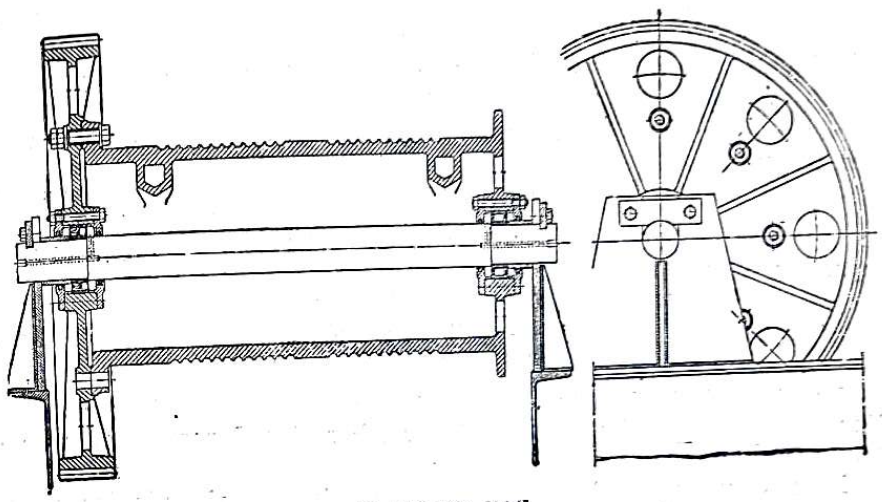
u kojem oznake isto znače kao i u izrazu (100-273).

Da bi naprezanja u čepovima lanaca bila malena broj zubi lančanika treba da bude $z \geq 7$, kako bi barem 3 do 4 zuba bila uvijek u zahvatu, a kod teških lanaca čak 4 do 5 zubi. Ukupan stepen korisnosti iznosi približno $\eta \approx 0{,}95$.

144 BUBNJEVI

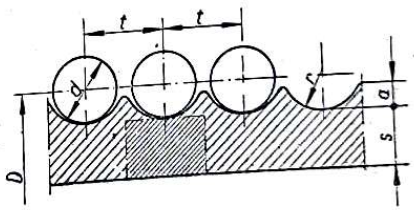
Bubnjevi za čelična užeta

Bubnjevi za čelična užeta mogu biti izvedeni s glatkom površinom ili površinom u kojoj su istokareni žljebovi, kako je prikazano na slici 100-186. Glatki se bubnjevi obično upotrebljavaju u slučajevima kad se uže namata na njih u nekoliko redova. To je slučaj s granicima velikih visina dizanja, npr. građevinskim granicima. Uže koje se tako namata na bubanj mnogo trpi. Normalno je da uže leži u žljebovima koji su istokareni na površini bubnja. Na taj je način uže pri namatanju vođeno, a ujedno je i zaštićeno od znatnih deformacija.



Sl. 100-186 [114].

Kad se istovremeno namataju oba kraja užeta na bubanj, da bi se teret dizao vertikalno, onda je na jednom kraju bubnja žlijeb izveden kao ljevovojna zavojnica, a na drugom kraju kao desnovojna zavojnica. Žljebovi se ne tokare do sredine bubnja, jer na najvišem položaju kuke



Sl. 100-187

razmak užeta mora biti takav da se uže ne tare o stijene žlijeba užetnika sklopa kuke. Žljebovi na bubnju mogu biti duboki ili normalni. Oblik normalnih žljebova prikazan je na slici 100-187. Žlijeb se može izvesti s radijusom $r = 0{,}53\ d$, a međusobna udaljenost žljebova s razmakom žljebova $t = d + (1{,}5$ do 3 mm). Sa d označen promjer užeta. Oblik žljebova može se izvesti i prema podacima navedenim u tablici 100-25.

Tablica 100-25 Podaci o žljebovima bubnja prema slici 100-187 [120]. Sve u mm

Promjer užeta	10	13	16	19	22	27	33	40	44
t	12	15	18	22	25	31	37	45	49
r	5,5	7	9	10,5	12	15	18	22	24
a	4	5	6	7	8	10	12,5	15	16

Za određivanje dužine bubnja mjerodavna je dužina užeta koja se mora namotati na bubanj. Pri tome treba voditi računa o tome da kad je kuka u njenom najnižem položaju moraju još uvijek biti 1,5 do 2,5 navoja užeta omotana oko bubnja, da bi se rasteretio spoj kojim je pričvršćeno uže na bubanj. Dužina bubnja koja je omotana užetom iznosi prema tome:

$$m = n \cdot t \qquad (100\text{-}275)$$

Ako je dužina užeta koju treba namotati na bubanj označena sa L, onda ukupni broj navoja užeta n iznosi:

$$n = \frac{L}{D \cdot \pi} + (1{,}5 \text{ do } 2{,}5) \qquad (100\text{-}276)$$

Promjer bubnja D može se odrediti prema izrazu (100-267) ili prema vrijednostima navedenim u tablici 100-24. Promjer D računa se od sredine do sredine užeta.

Često se u normalnim slučajevima promjer bubnja odabire prema

Tablica 100-26 [121]

Q [t]	1	2	5	8	10	15	20	25-30
D [mm]	250	300	350-400	400	450	500	550	600

nosivosti. U tablici 100-26 navedeni su promjeri bubnja koji se mogu odabrati za pojedine nosivosti, kad teret visi na četiri užeta. Ako teret visi na osam užeta onda se prema navedenoj tablici može odabrati promjer bubnja za polovično opterećenje s obzirom na stvarno opterećenje.

Do *debljine stijene bubnja* dolazi se na osnovu ovih razmatranja:

Naprezanja u bubnju sastavljena su od

— naprezanja na savijanje uslijed tereta koji visi na užetu,

— naprezanja na uvijanje uslijed okretnog momenta kojeg bubanj prenosi i

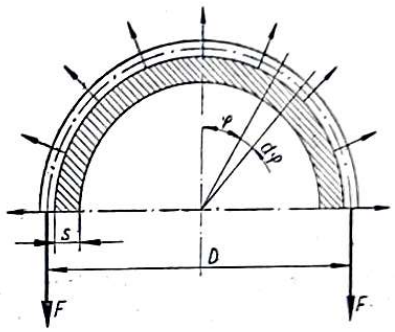
— naprezanja koja nastaju uslijed toga što se opterećeno, tj. istegnuto uže namata na bubanj i nastoji svojim stezanjem bubanj prolomiti.

Debljina stijene bubnju obično se određuje samo na osnovu njegova opterećenja na prolom. Naprezanje na uvijanje veoma je malo i može se zanemariti, a spomenuto naprezanje na savijanje uzima se u obzir samo za jako dugačke bubnjeve.

Do naprezanja bubnja uslijed opterećenja na prolom dolazi se na osnovu specifičnog površinskog pritiska kojeg izaziva uže na površini bubnja.

Zamislimo isječak iz gornje polovice bubnja širine jednake razmaku žljebova t, kako je prikazan na slici 100-188. Utjecaj užeta pripadajuće donje polovice bubnja nadomješten je silama F. Sila kojom uže djeluje na elementarnu površinu dS iznosi $p \cdot dS$. Vertikalna komponenta te sile je:

$$p\,dS\cos\varphi = pt\frac{D}{2}\,d\varphi\cos\varphi$$



Sl. 100-188

Prema uslovu ravnoteže sila je suma svih tih vertikalnih komponenata, jednaka dvostrukoj sili u užetu F. Prema tome je:

$$2F = 2\int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{D}{2} pt\cos\varphi\,d\varphi = Dpt$$

Horizontalne se komponente međusobno poništavaju. Na osnovu gornjeg izraza iznosi pritisak koji djeluje izvana, jednoliko po čitavoj površini bubnja:

$$p = \frac{2F}{D \cdot t}\ [\text{kp/cm}^2] \qquad (100\text{-}277)$$

Naprezanja u tako opterećenom bubnju mogu se proračunati načinom kojim se proračunavaju naprezanja u cilindru, koji je s vanjske strane opterećen tlakom tekućine. U takvom slučaju iznosi naprezanje na unutarnjoj površini stijene cilindra u smjeru okomitom na radijalan smjer:

$$\sigma_\Theta = \frac{-r^2R^2}{R^2-r^2}\frac{p_v-p_u}{r^2} + \frac{r^2p_u-R^2p_v}{R^2-r^2} = \frac{R^2+r^2}{R^2-r^2}p_u - \frac{2R^2}{R^2-r^2}p_v \qquad (100\text{-}278)$$

pri čemu je unutarnji tlak u cilindru $p_u = 0$. Sa R je označen vanjski radijus cilindra, a sa r njegov unutarnji radijus.

Ako se uzme da je pritisak koji djeluje izvana na bubanj:

$$p_v = p = \frac{2F}{Dt} \approx \frac{F}{R \cdot t}$$

a unutarnji radijus bubnja $r = R - s$, gdje R sada označuje vanjski radijus bubnja, a s debljinu stijene bubnja, onda je prema izrazu 100-278 maksimalno naprezanje na tlak na unutarnjoj površini bubnja:

$$\sigma_{t\,max} = \frac{2RF}{(2R - s)\,st}$$

Kako je veličina s prema $2R$ neznatna, navedeno se naprezanje može izračunati iz izraza:

$$\sigma_{t\,max} \approx \frac{F}{s \cdot t} \qquad (100\text{-}279)$$

U ovom je izrazu sa F označena sila u užetu, sa s debljina stijene bubnja, a sa t razmak žljebova na bubnju.

Prema tome izrazu treba površina $s \cdot t$ (označena na slici 100-187) da prenese tako veliko tlačno opterećenje, koliko je opterećenje užeta na vlak.

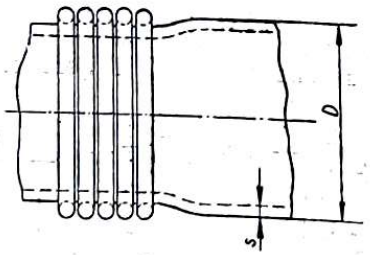
Ako se naprezanje u bubnju računa prema izrazu 100-279, onda se može dopušteno naprezanje za dobro ljeveno željezo odabirati do 800 kp/cm², za ljeveni čelik 1000 kp/cm², a za bubnjeve u svarivanoj izvedbi 1100 kp/cm².

Prema istraživanjima Ernsta [122] naprezanje na tlak u bubnju uslijed stezanja užeta nešto je manje od naprezanja izraženog izrazom 100-279, i iznosi:

$$0{,}85\,\frac{F}{s \cdot t}$$

Razlog tome je taj što uže na mjestu namatanja nije još potpuno steglo bubanj. Tek slijedeći namotaji užeta promatrano mjesto bubnja potpuno stegnu. Uslijed tog naknadnog stezanja bubnja uže se skrati, a sila se u njemu smanji. Prema tome je i naprezanje manje.

Na mjestu namatanja užeta ta su tlačna naprezanja još manja, jer su na tom mjestu i deformacije bubnja manje, kako se to vidi na slici 100-189. Ona iznose:



Sl. 100-189

$$\sigma_{tn} = 0{,}5\,\frac{F}{s \cdot t}\ [\mathrm{kp/cm^2}] \qquad (100\text{-}280)$$

Budući da je na mjestu namatanja užeta stijena bubnja savinuta, postoje tu i naprezanja na savijanje, koja se prema Ernstu mogu odrediti iz izraza:

$$\sigma_{sn} = 0{,}96 \cdot F \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 \cdot s^6}}\ [\mathrm{kp/cm^2}] \qquad (100\text{-}281)$$

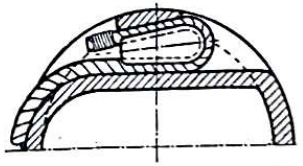
Oba ova naprezanja djeluju istodobno u međusobno okomitim pravcima. Budući da je ovdje opterećenje opetovano, za normalan se pogon dopuštena visina naprezanja σ_{tn} i σ_{sn} kreće oko 500 kp/cm² za čelik St 37. Ako je jedno od tih naprezanja manje, drugo može biti za odgovarajuću veličinu veće.

Za laki pogon može navedeno dopušteno naprezanje biti za 25% veće, a za jako forsiran pogon za 20% manje.

U normalnim se slučajevima prema Balcaru [121] može debljina stijene bubnja odrediti na osnovu izraza:

$$s = 0{,}03\ D + 5\ \mathrm{mm} \qquad (100\text{-}282)$$

Oznake se odnose na sliku 100-187. Za velike dužine bubnja $l > 4D$ treba debljini stijene s izračunatoj prema gornjem izrazu, dodati 1 do 3 mm. Jako kratkim bubnjevima može se 1 do 3 mm oduzeti, ali mora ostati $s \geq 0{,}8\ d$. Uz takve dimenzije stijene bubnja naprezanje na uvijanje zbog užeta na kojem visi teret iznosi 20—40 kp/cm², a naprezanje na savijanje zbog tog opterećenja rijetko kada dosegne 100 ili 150 kp/cm². Prema tome se vidi da su ta naprezanja mala, kako smo to i na početku spomenuli.



Sl. 100-190 [123].

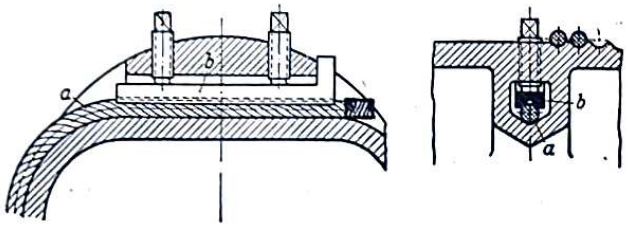
Ako u strojnom pogonu specifični površinski pritisak u provrtu bubnja pređe 30 kp/cm² stavlja se u provrt čahura od bronce.

Ukupni stepen korisnosti bubnja za čelično uže bez zupčanika iznosi približno $\eta = 0{,}95$ do 0,96.

Pričvršćenje čeličnih užeta na bubanj treba biti tako izvedeno da se uže može lako izmijeniti. Dva do tri namotaja užeta svojim trenjem rasterećuju pričvrsni spoj. Dobar i pouzdan način pričvršćenja užeta prikazan je na slici 100-190. Onaj na slici 100-191 manje je pouzdan.

Bubnjevi za lance

Bubnjevi za lance mogu biti glatki, ili izvedeni sa žljebovima koji idu u zavojnici po površini bubnja. Oblik žljebova može biti različit. Dva oblika takvih žljebova prikazana su na slici 100-192.

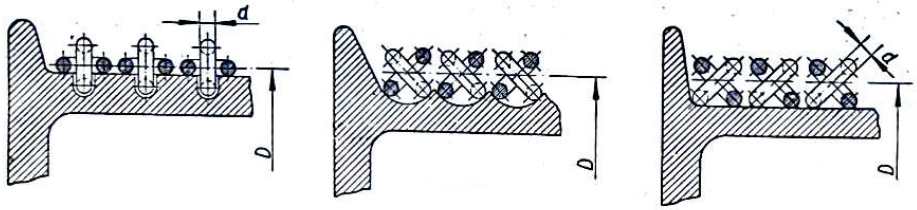


Sl. 100-191 [124].

Razmak između pojedinih navoja lanca iznosi 2 do 5 mm, već prema debljini lanca. Na bubanj se mogu namotati i nekalibrirani lanci.

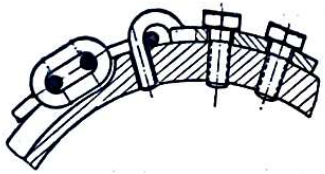
U ručnim pogonima promjer bubnja treba da bude $D \geq 20\ d$, a u strojnim pogonima je $D = 25\ d$ do $30\ d$. Sa d je označen promjer lanca. Debljina stijene bubnja od ljevena željeza može se odrediti pomoću izraza:

$$s = (0{,}75 \text{ do } 1{,}3)\ d \qquad \text{(100-283)}$$



Sl. 100-192

Zbog mogućnosti pomaka jezgre pri lijevanju bubnja mora debljina stijene iznositi najmanje 10 mm za male bubnjeve, a najmanje 20 mm za velike bubnjeve.



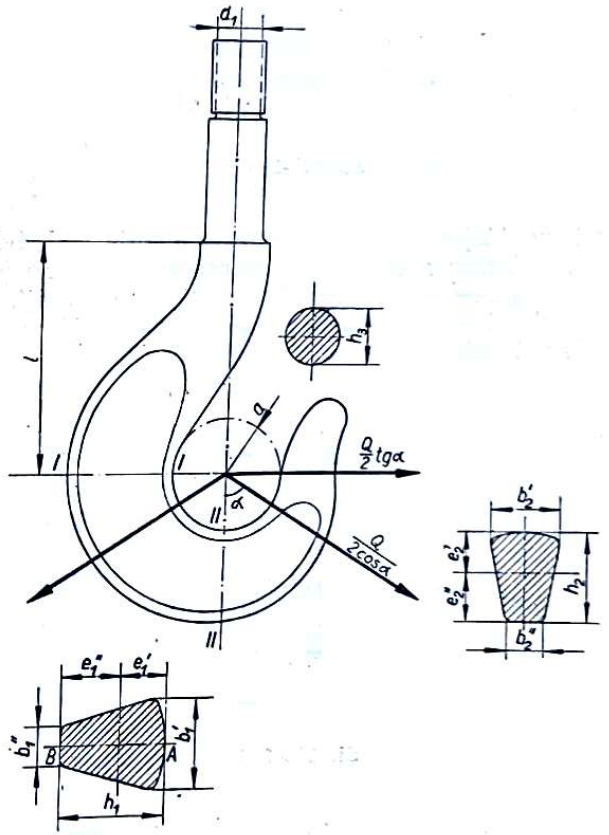
Sl. 100-193 [125].

Bubnjevi za lance izrađuju se od ljevena željeza, a rijetko kada od ljevena čelika. Njihov ukupni stepen korisnosti izonsi $\eta \approx 0{,}95$ do $0{,}96$.

Jedan od načina pričvršćenja lanaca na bubanj prikazan je na slici 100-193. I ovdje treba da jedan do dva namotaja lanca uvijek ostanu namotani na bubnju, da bi se rasteretio pričvrsni spoj.

145 KUKE

Kuke se izrađuju jednostrane i dvostrane. Materijal koji se obično upotrebljava za njihovu izradu je St 42, čvrstoće 42 do 50 kp/mm². Ako su kuke izložene toplinskom isijavanju izrađuju se od čelika Č 22, čvrstoće 42 do 50 kp/mm².



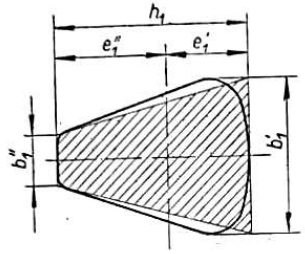
Sl. 100-194

Za *jednostrane kuke* obično se proračunava najslabiji presjek njihovog ravnog dijela i presjek I—I zakrivljenog dijela. Presjek II—II, označen na slici 100-194, obično se odabire na osnovu odnosa prema pojedinim dimenzijama presjeka I—I.

Presjek ravnog dijela kuke proračunava se na vlak. Ako je d_1 promjer jezgre vijka kuke opterećene teretom Q, iznosi naprezanje na vlak:

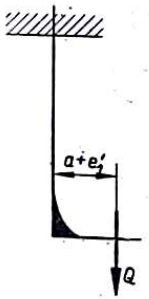
$$\sigma = \frac{4Q}{d_1^2 \cdot \pi} \qquad (100\text{-}284)$$

Dopušteno naprezanje za navedene materijale može se odabirati sa $\sigma_{dop} \leq 300$ do 600 kp/cm², već prema tome radi li se o malim ili velikim nosivostima. Za manje nosivosti dopušteno je manje naprezanje.



Sl. 100-195

Postoje tri uobičajena načina proračunavanja zakrivljenog dijela kuke. Najstariji, približan način, kojim se pretpostavlja da je kuka ravan štap ekscentrično opterećen, ujedno je i najjednostavniji. Drugi način uzima u račun kuku kao zakrivljen nosač, a treći način proračunavanja kuke grafičko je računski način.



Sl. 100-196

Drugim i trećim načinom kuka se počela proračunavati kad je već iskustvo pokazalo da se prvim načinom proračunavanja dolazi do sigurnih i dobrih kuka. Zbog toga kad se kasnije pristupalo proračunu kuke u kojem se ona uzimala kao zakrivljen nosač bio je izmijenjen samo način proračuna, a dimenzije kuke nisu se povećavale. Dopuštena se naprezanja prema tome za takav način proračunavanja odabiru većim. Treći, grafičko računski način [126], prikladan je za proračun kuka kojih oblik presjeka znatno odstupa od oblika trapeza.

Proračunu kuke pristupa se tako da se na osnovu iskustvenih podataka najprije odrede njezine dimenzije, a zatim se jednim od spomenutih načina provjere naprezanja u pojedinim presjecima odabrane kuke. Do te prve skice kuke može se doći na osnovu ovih podataka:

Otvor kuke treba izvesti tako velik da se teret može lako zavjesiti. Za kuke nosivosti iznad 7000 kp to se postiže ako se polumjer otvora izvede $a = 0{,}06\sqrt{Q}$ [cm]. Sa Q je označena nosivost kuke u kp. Za kuke manjih nosivosti otvori su kuka razmjerno veći. Da bi visina dizanja ostala što veća, dužinu kuke treba odabirati što manjom. Prema oznakama na slici 100-194 ta se dužina može odabrati sa $l = (4 \text{ do } 5)a$ za normalne kuke, a za produžene može biti i dva puta veća. Za materijal čvrstoće 42—50 kp/mm² može se izvesti $b_1' = 1{,}6a$, $b_1'' = b_1'/3$, a $h_1 = 2a$. Presjek II—II može se dimenzionirati na osnovu: $b_2' = 0{,}85\ b_1'$, $b_2'' = b_2'/3$, $h_2 = 1{,}5a$. Promjer $h_3 = 0{,}5\ h_1$. Na temelju ovih podataka može se nacrtati skica kuke koja je potrebna za njen proračun.

Prvi način proračuna pretpostavlja da je kuka ravan štap opterećen ekscentrično, kako je to prikazano na slici 100-196. Opasan presjek I—I proračunava se na sastavljeno naprezanje. To je naprezanje sastavljeno od naprezanja na vlak uslijed sile Q kojom je kuka opterećena, i naprezanja na savijanje uslijed momenta $Q\ (a+e_1')$. Prema tome ukupno naprezanje na vlak u tački A i naprezanje na tlak u tački B presjeka I—I iznosi:

$$\sigma_{(vlak)} = \sigma_v + \sigma_s = \frac{Q}{S} + \frac{M}{W'} = \frac{Q}{S} + \frac{Q(a+e_1')e_1'}{J} \qquad (100\text{-}285)$$

$$\sigma_{(tlak)} = \sigma_v - \sigma_s = \frac{Q}{S} + \frac{M}{W''} = \frac{Q}{S} - \frac{Q(a+e_1')e_1''}{J} \qquad (100\text{-}286)$$

Da bi se po mogućnosti izjednačila naprezanja u tačkama A i B daje se presjeku I—I oblik trapeza. Da se ne ošteti uže za zavješenje tereta o kuku taj se trapezni presjek izvodi s velikim zaobljenostima. Površina tog presjeka S, moment tromosti J i momenti otpora W' i W'' računaju se za crtkano označeni presjek prikazan na slici 100-195. Tim odstupanjem od stvarnog presjeka čini se neznatna greška. Prema tome se spomenute veličine i udaljenosti najudaljenijih vlakanaca od težišta presjeka e_1' i e_1'' mogu izračunati iz ovih izraza:

$$S = \frac{b_1' + b_1''}{2} h_1; \qquad J = \frac{h_1^3}{36} \frac{(b_1' + b_1'')^2 + 2b_1' b_1''}{b_1' + b_1''}$$

$$e_1' = \frac{h_1}{3} \frac{b_1' + 2b_1''}{b_1' + b_1''}; \qquad e_1'' = \frac{h_1}{3} \frac{2b_1' + b_1''}{b_1' + b_1''}$$

Izračunata naprezanja na osnovu izraza (100-285) za 20—30% su manja od stvarnih. Uz nisko odabrana dopuštena naprezanja od $\sigma_{v\ dop} = 600$—800 kp/cm² za čelik čvrstoće 42—50 kp/mm² pokazalo se da kuke proračunate navedenim načinom potpuno zadovoljavaju. Veća dopuštena naprezanja odnose se na veće nosivosti, a manja na manje.

Ukoliko se pretpostavljeni presjek I—I pokaže premalenim može se visina presjeka povećati do $h_1 = 3a$, pa kontrolu naprezanja provesti ponovno.

Ako se presjek II—II ne želi dimenzionirati samo na osnovu ranije navedenih odnosa prema dimenzijama presjeka I—I, onda se obično proračunava na isti način kao i presjek I—I, samo sa silom $\frac{Q}{2} \cdot \operatorname{tg}\alpha$. Pri tome se uzima da maksimalni kut pod kojim je uže zavješeno za kuku iznosi $\alpha = 60^\circ$. Ovim se proračunom naprezanje na smik u promatranom presjeku zanemaruje.

Drugi način proračunavanja kuke, kojim se kuku smatra zakrivljenim nosačem, daje gotovo tačan uvid u veličinu stvarnih naprezanja u presjeku I—I. Ta se naprezanja mogu odrediti pomoću izraza [127]:

$$\sigma = \frac{Q}{S} + \frac{M}{S \cdot r} + \frac{M}{S \cdot r} \cdot \frac{1}{\varkappa} \cdot \frac{y}{y + r} \qquad (100\text{-}287)$$

gdje je σ — naprezanje na udaljenosti y od osi kroz težište presjeka,
Q — opterećenje kuke,
S — površina presjeka I—I,
r — radijus zakrivljenosti težišnice,
$\varkappa$ — pomoćni koeficijent,
y — udaljenost napregnutih vlakanaca od osi kroz težište presjeka.

Udaljenost y ima negativan predznak ako se promatrano vlakance nalazi na unutarnjem dijelu presjeka, tj. između osi kroz težište i središta zakrivljenosti, a pozitivan predznak ako se promatrano vlakance nalazi na vanjskom dijelu presjeka. Vidi sliku 100-198. Predznak momenta savijanja je negativan jer nastoji smanjiti zakrivljenost nosača (kuke), tj. povećati radijus zakrivljenosti nosača. Prema tome je $M = -Q(a + e_1)$. Vidi slike 100-197 i 100-194.

Do maksimalnog naprezanja na vlak u krajnjoj unutarnjoj tački presjeka A dolazi se tako da se u izraz 100-287 uvrsti za $y = -e_1$. Budući da je $r = a + e_1$ može se napisati:

$$\sigma_A = \frac{Q}{S} - \frac{Q(a+e_1)}{S \cdot r} - \frac{Q(a+e_1)}{S \cdot r} \cdot \frac{1}{\varkappa} \cdot \frac{y}{y+r} =$$

$$= \frac{Q}{S}\left[1 - \frac{a+e_1}{r}\left(1 + \frac{1}{\varkappa} \cdot \frac{y}{y+r}\right)\right] = \frac{Q}{S}\left[1 - \frac{a+e_1}{r}\left(1 - \frac{1}{\varkappa} \cdot \frac{e_1}{r-e_1}\right)\right] =$$

$$= \frac{Q}{S}\left[1 - \frac{a+e_1}{a+e_1}\left(1 - \frac{1}{\varkappa} \cdot \frac{e_1}{a}\right)\right] = \frac{Q}{S}\left[1 - \left(1 - \frac{1}{\varkappa} \cdot \frac{e_1}{a}\right)\right]$$

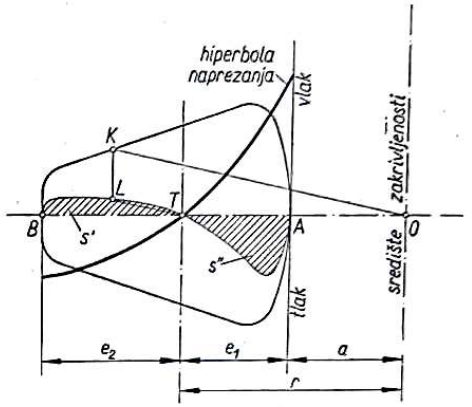
$$\sigma_A = \frac{Q}{S} \cdot \frac{1}{\varkappa} \cdot \frac{e_1}{a} \qquad (100\text{-}288)$$

Istim se načinom dolazi i do maksimalnog naprezanja na tlak u krajnjoj vanjskoj tački presjeka B, ako se u izraz 100-287 uvrsti za $y = e_2$. To naprezanje iznosi:

$$\sigma_B = -\frac{Q}{S} \cdot \frac{1}{\varkappa} \cdot \frac{e_2}{a + e_1 + e_2} \qquad (100\text{-}289)$$

Pomoćni koeficijent $\varkappa$, koji ovisi o obliku presjeka i zakrivljenosti nosača, tj. kuke, može se za trapezni presjek izračunati iz izraza [128]:

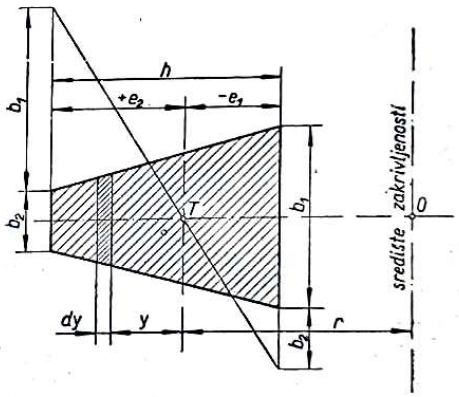
$$\varkappa = -1 + \frac{2}{m+1} \cdot \frac{r}{h}\left\{\left[1 + (m-1)\frac{r+e_2}{h}\right]\ln\frac{r+e_2}{r-e_1} - (m-1)\right\} \qquad (100\text{-}290)$$



Sl. 100-197 Određivanje pomoćnog koeficijenta $\varkappa$ prema Tolleu.

Pojedine se veličine u tom izrazu odnose na oznake na slici 100-198, a $m = b_1/b_2$. Za $m = 3$ i za različite veličine omjera r/h poprima pomoćni koeficijent $\varkappa$ ove veličine:

r/h	0,75	1	1,25	1,67	2
$\varkappa$	0,167	0,080	0,045	0,027	0,015



Sl. 100-198

Mnogo jednostavniji način proračuna pomoćnog koeficijenta $\varkappa$ je prema Tolleu [129], gdje se $\varkappa$ izračuna iz izraza:

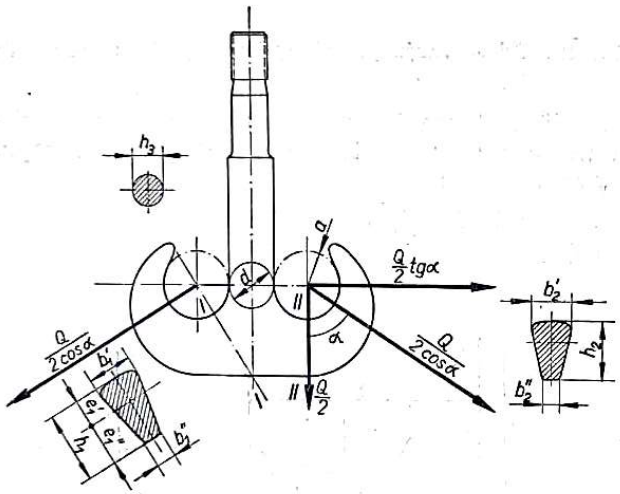
$$x = \frac{2(s'' - s')}{S} \qquad (100\text{-}291)$$

Pomoćne površine s'' i s' [cm²] odrede se grafički, kako je prikazano na slici 100-197. Povlačenjem paralele koja prolazi težištem T s pravcem OK dolazi se do sjecišta s vertikalom KL. Tako dobivena tačka L ograničava s ostalim tačkama dobivenim spomenutim postupkom tražene plohe s' i s''.

Veličine naprezanja dobivene tim drugim načinom proračunavanja kuke prikazuje hiperbola na slici 100-197.

Za nosivosti iznad 20 t radije se upotrebljavaju *dvostrane kuke*. Te se kuke proračunavaju na način veoma sličan preračunu jednostranih kuka. U tom se proračunu pretpostavlja da je zavješenje tereta tako izvedeno da su sile Q' u užetima za zavješenje približno okomite na ravninu opasnog presjeka I—I, kako je prikazano na slici 100-199. Tom se silom

$$Q' = \frac{Q}{2\cos\alpha} \qquad (100\text{-}292)$$



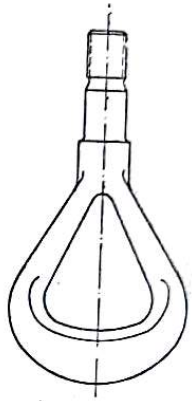
Sl. 100-199

proračuna presjek I—I kao što se proračunava za jednostrane kuke presjek I—I silom Q. Obično je kut $\alpha \approx 45°$.

Do prve skice kuke koja je potrebna za proračun može se doći na osnovu ovih podataka: Polumjer otvora kuke $a = 0{,}06\sqrt{Q'}$. I ovdje se kukama manjih nosivosti Q otvori izvode razmjerno veći. Za materijal čvrstoće 42—50 kp/mm² može se izvesti $b_1' = 1{,}4\,a$, $b_1'' = b_1'/3$, a $h_1 = 2{,}2a$. Presjek II—II može se dimenzionirati na osnovu slijedećeg: $b_2' = 0{,}9\,b_1'$, $b_2'' = b_2'/3$, $h_2 = 1{,}6\,a$. Promjer $h_3 \approx 0{,}5\,h_1$, a promjer $d = 1{,}5\,a$.

Tako dimenzioniranoj kuki treba provjeriti naprezanja u pojedinim presjecima jednim od poznatih načina proračunavanja kuka.

Ako se presjek II—II ne želi dimenzionirati samo na osnovu gore navedenih odnosa prema dimenzijama presjeka I—I, onda se obično proračunava na isti način kao i presjek I—I, samo silom $\frac{Q}{2} \cdot tg\,\alpha$. Pri tome se uzima da maksimalni kut pod kojim je zavješeno uže za kuku iznosi $\alpha = 60°$. Ovim se proračunom naprezanje na smik u promatranom presjeku zanemaruje.

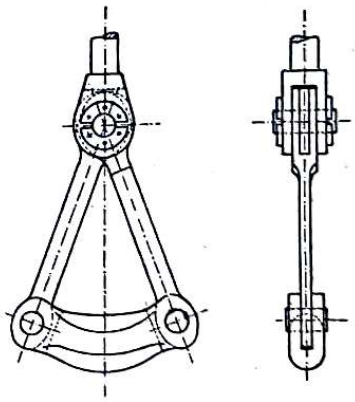


Sl. 100-200 Jednodijelan stremen.

Za najteže se terete umjesto kuka upotrebljavaju *stremeni*. Prednost stremena pred kukom je u njegovoj manjoj težini, a nedostatak u nespretnom vezanju tereta za stremen.

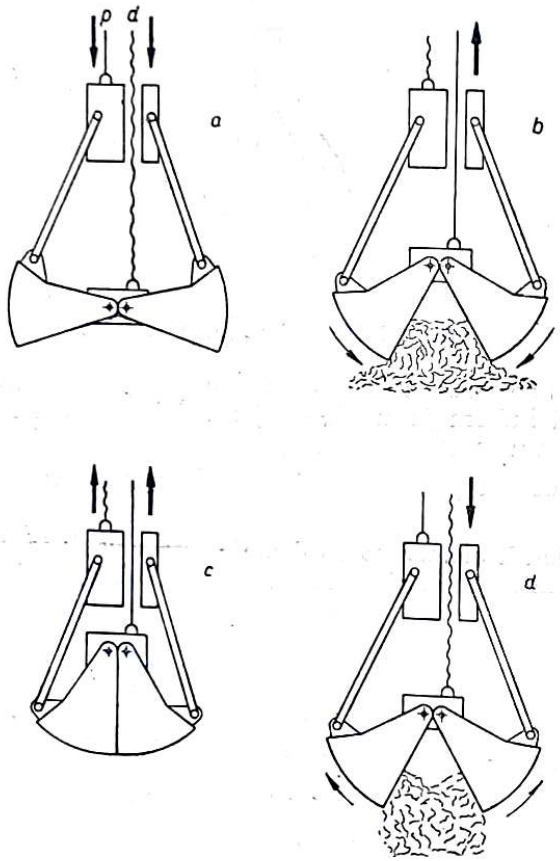
Na slici 100-200 prikazan je jednodijelan stremen, a na slici 100-201 trodijelan.

Broj različitih elemenata za dizanje tereta velik je, jer postoji mnogo različitih materijala koje treba dizati granicima. Ovdje ćemo spome-



Sl. 100-201 Trodijelan stremen [130].

nuti još samo *zahvatače i magnete za dizanje tereta*. Za sipke materijale kao što su ugljen, rudače, pijesak i slično upotrebljavaju se zahvatači. S obzirom na primjenu postoji velik broj različitih zahvatača koji se međusobno razlikuju po konstrukciji, težini i veličini. Gotovo svim zahvatačima potrebna je posebna konstrukcija vitla, jer prigonski uređaj za dizanje treba da omogući i otvaranje i zatvaranje zahvatača. Da bi se zahvatač mogao otvarati i zatvarati on ima uže za dizanje ili zatvaranje i uže za pražnjenje ili držanje. Većina zahvatača ima dva užeta za dizanje i dva za pražnjenje. Na slici 100-202 shematski je prikazano spuštanje otvorenog zahvatača *(a)*, zatvaranje *(b)*, dizanje *(c)* i otvaranje ili pražnjenje zahvatača *(d)*.



Sl. 100-202

Pri spuštanju otvorenog zahvatača užeta se odmataju s oba bubnja. Zahvatač visi na užetu za pražnjenje *p*, a uže za dizanje je popušteno. Pri zatvaranju bubanj se za pražnjenje ne okreće, a uže za dizanje ili zatvaranje *d* namata se na bubanj. Nakon zatvaranja nastavlja se dizanje punog

zahvatača na istom užetu. Pri tome se i uže za pražnjenje namata na svoj bubanj, ali neopterećeno. Pri otvaranju ili pražnjenju zahvatača bubanj za pražnjenje miruje, a uže se za dizanje odmata sa svog bubnja. Uslijed vlastite težine zahvatač se otvara.

Za dizanje i prenošenje čeličnih otpadaka, strugotine, limova, profilnog željeza i tračnica često se upotrebljavaju magneti. Njihovo je dobro svojstvo to što otpada vrijeme potrebno za vješanje tereta, pa se time znatno podiže učinak prenošenja. Oni su ekonomični usprkos potrošku struje za držanje tereta i prenošenje vlastite težine magneta.

146 KOČNICE

Pri kostrukciji i gradnji granika veliku pažnju treba posvetiti izboru i sigurnosti kočnica.

Postoji velik broj različitih kočnica koje se međusobno razlikuju po načinu transformiranja energije, po konstrukciji i s obzirom na njihovu primjenu. Prema načinu transformiranja potencijalne energije tereta pri njegovom spuštanju, odnosno kinetičke energije vitla ili granika pri njihovom zaustavljanju, dijele se kočnice na mehaničke i električne.

Mehaničke se kočnice prema konstrukcionom oblikovanju mogu razvrstati na

čeljusne kočnice,
pojasne kočnice i
stožaste i lamelne kočnice.

Ima priličan broj i takvih mehaničkih kočnica koje se prema konstrukciji ne bi mogle svrstati ni u jednu od navedenih grupa, npr. centrifugalne kočnice.

Prema primjeni kočnice se mogu razvrstati na kočnice prigonskog uređaja za vožnju ili zaustavne kočnice i kočnice prigonskog uređaja za dizanje. Kočnice prigonskog uređaja za dizanje su kočnice za spuštanje tereta i kočnice za držanje tereta.

Zaustavne kočnice služe za zaustavljanje granika ili vitla. Pri tome one kinetičku energiju masa koje se nalaze u gibanju transformiraju u toplinu. Zaustavne se kočnice često izvode tako da mogu ujedno služiti i kao kočnice za držanje. To dolazi u obzir kad kočnice moraju granik izvan pogona zaštititi od pokretanja uslijed djelovanja vjetra.

Normalno je da zaustavne kočnice zaustavljaju granik odnosno vitao iz pune brzine do potpunog zaustavljanja. Ima slučajeva kad se zaustavljanje vrši najprije električnim kočenjem, a tek pri kraju se upotrijebi zaustavna kočnica. Takve se zaustavne kočnice mogu proračunati na isti način kao što se računaju kočnice za držanje tereta. Kao kočnice za držanje tereta mogu se proračunavati i zaustavne kočnice koje se primenjuju za brzine vožnji ispod 60 m/min.

Kočnice za spuštanje tereta služe za reguliranje brzine tereta pri spuštanju. One trasformiraju u toplinu potencijalnu energiju tereta koji se spušta.

Kočnice za držanje tereta trebaju da drže teret na određenoj visini kad je isključen motor za dizanje. Budući da te kočnice trebaju i zaustaviti teret koji se giba nekom određenom brzinom, one moraju da transformiraju u toplinu kinetičku energiju tereta, kinetičku energiju masa dijelova prigonskog uređaja za dizanje koji rotiraju, i potencijalnu energiju koja se odnosi na put zaustvaljanja tereta koji se spušta. Te će kočnice trebati transformirati u toplinu samo dio spomenute energije, ako se prije njih upotrijebi električno kočenje.

Prigonski uređaj za dizanje može imati kočnicu koja istovremeno služi za spuštanje tereta i za njegovo držanje, a mogu to biti i posve zasebne kočnice.

Čeljusne kočnice

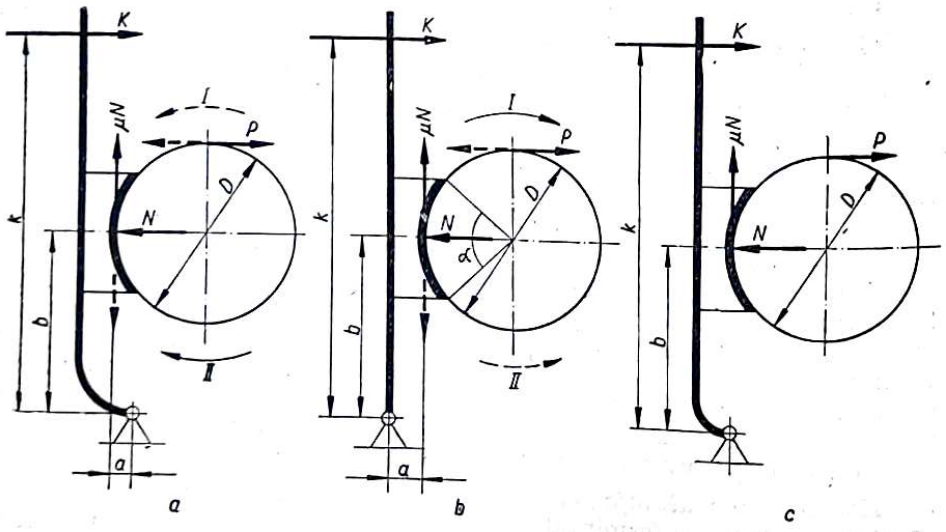
Zbog jednostranog pritiska na kolo kočnice osovina *jednočeljusnih kočnica* jako je opterećena na savijanje. To je razlog zbog kojeg je primjena tih kočnica ograničena obično na ručne pogone s malim momentom kočenja i promjerom osovine kočnice do 50 mm.

Djelovanjem sile K na polugu kočnice, kako je to prikazano na slici 100-203, dolazi do normalnih specifičnih pritisaka između čeljusti kočnice i kola kočnice. Ti su specifični pritisci najveći na onoj strani čeljusti na kojoj kolo kočnice nailazi na čeljust, a najmanji na strani s koje kolo odilazi s čeljusti. Njihovo se djelovanje može zamijeniti pritiskom čeljusti N, što je približno ispravno ako kut α nije velik.

Da bi se savladao moment kočenja M_k treba proizvesti tako velik pritisak čeljusti N da sila trenja između kola kočnice i čeljusti bude jednaka ili veća od obodne sile na kolu kočnice P, tj.:

$$N\mu \geqq P = \frac{2M_k}{D} \qquad (100\text{-}293)$$

gdje je μ koeficijent trenja između kola kočnice i čeljusti.



a b c

Sl. 100-203

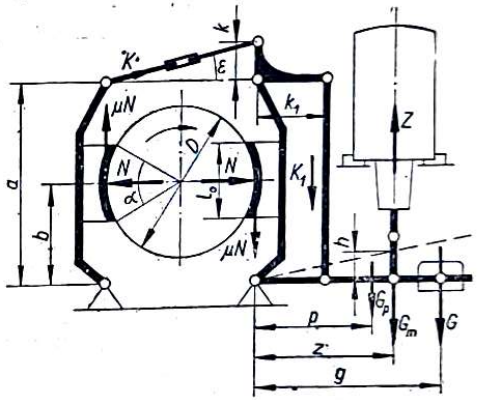
Zanemarujući trenje u zglobu poluge kočnice A može se sila K izračunati iz izraza za uslov ravnoteže sila, koje djeluju na polugu kočnice. Prema oznakama na slici 100-203*a*:

$$Kk - Nb \mp N\mu a = 0 \qquad (100\text{-}294)$$

$$K = \frac{N}{k}(b \pm \mu a) = \frac{P}{k}\left(\frac{b}{\mu} \pm a\right) \qquad (100\text{-}295)$$

U tim se izrazima gornji predznak odnosi na smjer okretanja I, a donji na smjer okretanja II. Ako se poluga kočnice izvede ravno, kao što je prikazano na slici 100-203*b*, onda uz oznake na toj slici vrijede gornji izrazi i za taj slučaj. Iz izraza (100-295) se vidi da se silom K može zakočiti veća obodna sila P u slučaju smjera okretanja II, nego u slučaju smjera okretanja I. Da bi se toj nezgodi izbjeglo, u slučajevima u kojima se zahtijeva jednako kočenje u oba smjera okretanja treba kočnicu izvesti tako da je krak $a = 0$. Za taj slučaj, prikazan na promatranoj slici pod *c* sila je:

$$K = \frac{Pb}{k\mu} \qquad (100\text{-}296)$$



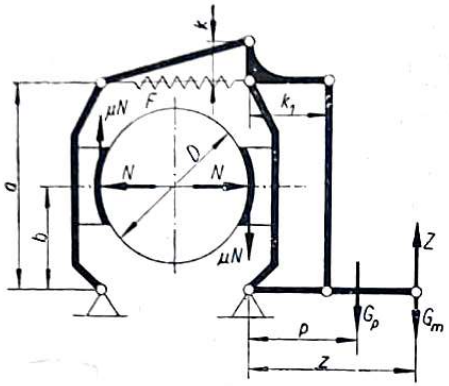
Sl. 100-204

Smanjenje sile K može se postići odabiranjem materijala s većim koeficijentom trenja μ. Neefikasno je smanjivati silu K povećavanjem promjera kola kočnice, jer time se povećavaju mase koje rotiraju, a uslijed toga i obodna sila koju treba zakočiti.

Kočnice treba postavljati što bliže prigonskom motoru, najbolje na njegovu osovinu, jer tamo je okretni moment najmanji. Time se dolazi do malih, a prema tome i jeftinih kočnica.

Do malih se kočnica dolazi i upotrebom dvočeljusnih kočnica. *Dvočeljusne kočnice* omogućuju smanjenje potrebne sile za kočenje s obzirom na jednočeljusne kočnice, uz inače iste uslove. Na tim su kočnicama pritisci čeljusti obično izjednačeni [131], pa osovina kočnice nije opterećena na savijanje.

Na slici 100-204 prikazana je shema dvočeljusne kočnice opterećene utegom, a na slici 100-205 shema dvočeljusne kočnice opterećene perom. Uteg svojom težinom G, odnosno pero svojom silom F, pritežu kočnicu, a otkočni je magnet silom Z otpušta. Težina jezgre otkočnog magneta, težina horizontalne poluge na koju djeluje otkočni magnet i težina vertikalne poluge K_1 također pritežu kočnicu. Kočnica ne bi smjela biti tako konstruirana da ju otkočni magnet priteže, nego ju mora otpuštati, da ona u slučaju nestanka struje automatski zakoči.



Sl. 100-205

Da bi se savladao moment kočenja M_k, ako svaka čeljust kočnice zakoči polovicu obodne sile P, treba da bude:

$$2N\mu \geqq P = \frac{2M_k}{D} \qquad (100\text{-}297)$$

Pritisci N za obje čeljusti su jednaki kad su donji i gornji zglobovi poluga kočnice smješteni u pravcu tangenata na kolo kočnice, tj. u pravcu sila trenja $N\mu$. Iz izraza (100-297) može se izračunati pritisak čeljusti $N = P/2\mu$. Budući da se od kočnica zahtijeva uvijek izvjesna sigurnost, njihov se proračun vrši s pritiskom čeljusti:

$$max\, N = \frac{m \cdot P}{2 \cdot \mu} \qquad (100\text{-}298)$$

gdje je sa m označen stepen sigurnosti. On se na osnovu iskustva može odabirati za kočnice prigonskog uređaja za vožnju i prigonskog uređaja za okretanje sa $m = 1{,}5$. Za kočnice prigonskog uređaja za dizanje je $m = 2$ do 3 za normalan pogon granika, a $m = 3$ do 4 za teški pogon granika, kao što je pogon u čeličanama.

Koeficijent trenja μ odabire se prema vrsti materijala čeljusti kočnice ili njene obloge i prema tome da li je klizna površina suha ili mazana mašću. Klizne površine malo se podmazuju, da bi koeficijent trenja ostao praktički konstantan. Drvene čeljusti i čeljusti od ljevena željeza podmazuju se i zato da kočnice ne bi škripale. Postoji velik broj različitih materijala različitih svojstava za izradu čeljusti i oblaganje čeljusti kočnica, pa zbog toga treba biti oprezan pri njihovu izboru. Ovdje ćemo spomenuti samo neke od njih.

Ferodo-fibre je pamučno pletivo koje se obično izrađuje u obliku pojasa različitih širina, u debljinama od 3 do 15 mm. To je pletivo naročito impregnirano da bi mu se povećao koeficijent trenja, čvrstoća i otpornost protiv habanju. Za pojedine vrsti tog materijala obično se koeficijent trenja kreće između $\mu = 0{,}45$ i $\mu = 0{,}55$, a dosiže i do 0,7. Kao pouzdanu vrijednost toga koeficijenta može se odabirati $\mu = 0{,}4$. Nepovoljno je za ferodo-fibre što nije prikladan za kočnice u kojima dolazi do viših temperatura, od 65° do 90° C. Za kratko vrijeme je dopuštena temperatura i 150° C. Najpovoljniji i dopušteni specifični površinski pritisak za taj materijal kreće se između $p = 0{,}5$ do 3 kp/cm², a za neke vrsti dostiže i do 12 kp/cm².

Ferodo-asbestos se upotrebljava za kočnice u kojima dolazi do viših temperatura zagrijavanja. Za taj materijal može se računati s dopuštenom temperaturom od 350° C. Ferodo-asbestos je ispleten od dugačkih vlakana azbesta i tankih mjedenih žica. I to je pletivo impregnirano. Uslijed upletenih mjedenih žica koeficijent trenja tog materijala manji je nego onaj ferodo-fibrea, kreće se između $\mu = 0{,}3$ i $\mu = 0{,}45$. Dopušteni specifični površinski pritisak za taj materijal odabire se između $p = 0{,}5$ do 6 kp/cm², a dosiže za neke vrsti i do 20 kp/cm².

Čeljusti kočnica malih brzina mogu se oblagati i drvom, i to jablanovim. *Drvo* je najjeftiniji materijal za takvu svrhu. Koeficijent trenja u takvom se slučaju može odabirati sa $\mu = 0{,}25$ do 0.3. Ako je kočnica malo podmazana, onda se odabire $\mu = 0{,}2$ do 0,25. Nezgodna strana primjene drveta je ta što je ono osjetljivo na vlagu i što ne podnosi više temperature od 100° C. Dopušteni specifični površinski pritisak za drvo je $p \leqq 5$ do 6 kp/cm².

Ljeveno željezo rijetko se upotrebljava za izradu čeljusti kočnica. Razlog je tome taj što unatoč prilično velikom dopuštenom specifičnom površinskom pritisku ispadaju dimenzije kočnice velike, jer je koeficijent trenja veoma malen. Ako se želi osigurati traženu sigurnost podmazanih površina, onda ne treba odabirati koeficijent trenja većim od $\mu = 0{,}1$. Dopušteni specifični površinski pritisak može se odabrati sa $p = 8$ do 14 kp/cm².

Za oblaganje čeljusti kočnica *koža* se danas gotovo i ne upotrebljava.

Sila u vertikalnoj polugi K_1 može se prema oznakama na slici 100-204 izračunati na ovaj način:

$$K \cos \varepsilon \cdot a = N \cdot b$$

$$K_1 \cdot k_1 = K \cos \varepsilon \cdot k$$

$$K_1 = \frac{N \cdot b \cdot k}{a \cdot k_1}$$

Ako se za pritisak čeljusti N uvrsti u gornji izraz $max\ N$, onda se može napisati:

$$K_1 = \frac{mP}{2\mu} \cdot \frac{b \cdot k}{a \cdot k_1} \qquad (100\text{-}299)$$

Otkočni magnet odabire se na osnovu rada otkočnog magneta $A = Z_{potr} \cdot h_{potr}$ [kp cm].

Potrebna vlačna sila elektromagneta kočnice:

$$Z_{potr} = m \cdot N \cdot i \cdot \frac{1}{\eta} \text{ [kp]} \qquad (100\text{-}300)$$

Prenosni omjer polužja kočnice je:

$$i = \frac{b}{a} \cdot \frac{k}{k_1} \cdot \frac{k_1}{z} \qquad (100\text{-}301)$$

koji obično iznosi 1 : 8 do 1 : 10, ili najviše 1 : 15. Stepen korisnosti kočnice može se odabirati sa $\eta = 0{,}95$ do 0,9.

Do potrebnog podizaja poluge koju diže otkočni magnet može se doći pomoću izraza:

$$h_{potr} = 1{,}1 \cdot 2\lambda \cdot \frac{1}{i} \text{ [cm]} \qquad (100\text{-}302)$$

Sa λ je označen radijalni zazor između čeljusti i kola kočnice pri potpuno otpuštenoj kočnici. On iznosi obično 1 do 3 mm. Manji je na manjim kočnicama, veći na većim. Faktorom 1,1 množi se zbog toga da se uzme u račun mrtav hod kočnice. Otkočni magnet treba odabirati s podizanjem većim od h_{potr}, da bi kočnica ispravno radila i onda kad joj se čeljusti istroše.

Uteg kočnice G može se izračunati iz izraza:

$$G \cdot g + G_m \cdot z + G_p \cdot p = Z_{potr} \cdot z$$

$$G = (Z_{potr} - G_m)\frac{z}{g} - G_p \cdot \frac{p}{g} \qquad (100\text{-}303)$$

Pojedine veličine gornjeg izraza odnose se na oznake na slici 100-204. Sa G_m je označena težina jezgre otkočnog magneta. Pri kočenju ona djeluje u istom smislu kao i uteg magneta. Tako djeluje i težina poluge utega G_p. Težište te poluge nalazi se približno na polovici njezine dužine, što je označeno sa p.

Potrebna sila u *peru kočnice* F, prikazanom na slici 100-205, može se odrediti na osnovu ovog razmatranja: Maksimalni pritisak čeljusti *max N* proizvodi se silom pera, težinom jezgre otkočnog magneta G_m i težinom poluge G_p. Težine ostalih poluga nisu uzete u obzir, one su zanemarene. Na osnovu navedenog može se napisati:

$$max\, N \cdot b = F \cdot a + G_m \cdot \frac{z}{k_1} \cdot \frac{k_1}{k} \cdot a + G_p \cdot \frac{p}{k_1} \cdot \frac{k_1}{k} \cdot a$$

$$\therefore F = max\, N \cdot \frac{b}{a} - G_m \cdot \frac{z}{k} - G_p \cdot \frac{p}{k} \qquad (100\text{-}304)$$

Danas se sve više upotrebljavaju kočnice opterećene perom umjesto utegom, jer se s njima izvodi kočenje postepenije i mekše.

Zagrijavanje kočnice

Pri radu kočnice neizbježno je njezino zagrijavanje. Povećavanjem brzina granika povećavaju se i zahtjevi koji se stavljaju na naprave za kočenje u vezi s tim zagrijavanjem. Zbog toga treba kočnice tako oblikovati i dimenzionirati da se ograniči njihovo zagrijavanje do one temperature na kojoj mogu još sa sigurnošću ispravno raditi.

Pokusima je ustanovljeno [133] da se pri visokim temperaturama, do kojih dolazi zagrijavanjem kočnice kočenjem, smanjuje koeficijent trenja μ, a istrošenje tarnih površina znatno povećava. Uslijed zagrijavanja dolazi i do dodatnih naprezanja u pojedinim dijelovima kočnice. Posljedica svega toga je smanjenje doba trajanja kočnice.

Postoji velik broj različitih metoda pomoću kojih se može doći do nekog mjerila opterećenosti kočnice, na osnovu kojeg se tada može zaključivati o njenoj dobi trajanja. Ovdje ćemo spomenuti samo neke od tih metoda.

i) Najjednostavnija metoda kojom se vrši kontrola opterećenosti kočnice, odnosno kontrola njezina zagrijavanja, sastoji se u tome da se izračuna veličina produkta $p \cdot v$ i da ju se usporedi s dopuštenom vrijednošću za taj produkt. Specifični pritisak između čeljusti i kola kočnice označen je sa p [kp/cm²], a v označuje brzinu sklizanja u [m/s]. Na osnovu iskustva obično se preporučuje da bude:

$$p \cdot v \leq 10 \text{ do } 30 \text{ [kp m/cm}^2 \text{ s]} \qquad (100\text{-}305)$$

Tom se metodom ne dolazi do pouzdanih informacija o ispravnom dimenzioniranju i oblikovanju kočnica, jer pojedine kočnice rade pod veoma različitim pogonskim okolnostima, uz različite načine njihova rada. Ima kočnica koje dobro i sigurno rade iako je za njih veličina $p \cdot v = 50$ [kp m/cm² s], što je vrlo visoko. To su kočnice s dugačkim vremenskim razmacima između pojedinih kočenja, za kojih se i prejako ugrijana kočnica može ohladiti na normalnu temperaturu. Kočnice kojima se često i dugo koči ne mogu dugo raditi uz navedenu veličinu za $p \cdot v$. One se previše griju, brzo istroše i brzo ispadaju iz pogona.

Navedenom metodom, koja se osniva na iskustvenim vrijednostima, mogu se sa zadovoljavajućom tačnošću i sigurnošću provjeravati *kočnice za držanje tereta*, jer se po načinu svog rada međusobno mnogo ne razlikuju. Za te se kočnice može prema Ernstu [134] odabirati:

$$p_o \cdot v = 12 \text{ do } 25 \text{ [kp m/cm}^2 \text{ s]} \qquad (100\text{-}306)$$

Pretpostavljeno je da su čeljusti kočnice obložene pojasima od ferodofibrea. Specifični pritisak čeljusti p_o izračunava se iz momenta prigonskog motora na osnovu izraza:

$$p_o = \frac{M_n}{D \cdot \mu} \cdot \frac{1}{l_o \cdot b_o} \text{ [kp/cm}^2\text{]} \qquad (100\text{-}307)$$

gdje je M_n [kp cm] moment motora, l_o [cm] dužina tarne površine čeljusti kako je to označeno na slici 100-204, b_o [cm] širina te površine i D [cm] promjer kola kočnice. Specifični pritisak čeljusti p naveden u izrazu (100-305) izračunava se iz momenta kočenja M_k.

Manje vrijednosti za $p_o \cdot v$, prema izrazu (100-306), odabiru se za kočnice u forsiranom pogonu, a veće za kočnice u lakom pogonu.

ii) Nešto tačnija metoda od navedene sastoji se u provjeravanju opterećenosti kočnice na osnovu izraza:

$$p \cdot v \cdot \mu \leqq k \frac{S_h}{S_z} \text{ [kp m/cm}^2\text{ s]} \qquad (100\text{-}308)$$

U tom izrazu S_h [cm²] označuje rashladnu površinu kočnice, S_z [cm²] površinu zagrijavanja kočnice, a k koeficijent kojim se uzima u obzir način rada kočnice. Za neprestan rad kočnice $k=0{,}4$, a za kočnice s dužim vremenskim razmacima između pojedinih kočenja $k = 0{,}8$ [135].

Najveći nedostak ove metode provjeravanja opterećenosti kočnice, kao i one prve, je u tome što ne uzima dovoljno u obzir način rada pojedine kočnice u njezinu pogonu.

iii) Kočnice koje se po načinu svog rada međusobno mnogo razlikuju, kao što su to *kočnice za spuštanje i zaustavne kočnice*, treba provjeravati s obzirom na njihovu opterećenost metodom koja se osniva na proračunu njihova zagrijavanja. Prema *Ernstu* [136] to se provjeravanje vrši tako da se vidi je li za odabrano kolo kočnice količina topline koja se odvodi od kola jednaka ili veća od proizvedene količine topline u kočnici. To mora da bude ispunjeno ako se želi da kočnica dobro radi, tj. da se uz određeni način rada previše ne zagrije. Prema tome kolo kočnice treba tako odabrati da navedeni zahtjev bude ispunjen. Spomenute količine topline izračunavaju se na ovaj način:

Toplina kola kočnice predaje se okolini isijavanjem i prelazom topline uz slobodno strujanje zraka za vrijeme mirovanja kola kočnice, a uz prisilno strujanje zraka za vrijeme okretanja kola. Da bi odvođenje topline bilo intenzivnije, što omogućuje kočnicu manjih dimenzija, stavlja se kolo kočnice na osovinu s najvećim brojem okretaja, tj. na osovinu motora.

Ukupna odvedena količina topline od kola kočnice u jednom satu iznosi:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 \text{ [kcal/h]} \qquad (100\text{-}309)$$

Količina topline koja je odvedena od kola kočnice u jednom satu isijavanjem iznosi približno:

$$Q_1 = (C_1 \cdot S_1 + C_2 \cdot S_2)\left[\left(\frac{273 + t_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{273 + t_2}{100}\right)^4\right] \text{ [kcal/h]} \qquad (100\text{-}310)$$

gdje je S_1 [m²] — svijetlo polirana vanjska površina vijenca kola kočnice, koja nije pokrivena čeljustima,
S_2 [m²] — obje postrane površine kola kočnice,
$C_1 = 1{,}3$ — konstanta isijavanja za svijetlo polirano željezo,
$C_2 = 4{,}3$ — konstanta isijavanja za oksidirano željezo,
t_1 [°C] — najviša dopuštena temperatura kola kočnice s obzirom na oblogu kočnice,
t_2 [°C] — temperatura okoline.

Unutarnja površina vijenca kola kočnice nije uzeta u obzir, jer toplina ne može iz nje isijavati slobodno na sve strane i jer su i druge plohe u tome ograničene zbog blizine ostalih elemenata konstrukcije.

Količina topline koja je odvedena od kola kočnice u jednom satu prelazom topline uz slobodno strujanje zraka za vrijeme mirovanja kola kočnice iznosi približno:

$$Q_2 = \alpha_1 \cdot S_3 \, (t_1 - t_2) \, (1 - \varepsilon) \text{ [kcal/h]} \qquad (100\text{-}311)$$

U ovom izrazu S_3 [m²] označuje ukupnu površinu kola kočnice koja nije pokrivena čeljustima. Koeficijent prelaza topline pri slobodnom strujanju zraka može se uzeti približno oko 5 [kcal/h°m²]. Temperature t_1 i t_2 znače isto što i u izrazu (100-310). Budući da se vrijeme okretanja kola kočnice može uzimati u obzir pomoću relativnog trajanja uključenja ε, vrijeme se mirovanja kola kočnice uzima u obzir u gornjem izrazu pomoću faktora $(1 - \varepsilon)$. Prema težini pogona može se ε odabirati 0,15, 0,25, odnosno 0,40.

Količina topline koja je odvedena od kola kočnice u jednom satu prelazom topline uz prisilno strujanje zraka, tj. za vrijeme okretanja kola kočnice, iznosi približno:

$$Q_3 = \varepsilon \cdot 6{,}14 \, (S_4 \cdot v_4^{0{,}78} + 2 \cdot S_5 \cdot v_5^{0{,}78} + 2 \cdot S_6 \cdot v_6^{0{,}78} + \ldots + 2 \cdot S_n \cdot v_n^{0{,}78}) \, (t_1 - t_2) \text{ [kcal/h]} \qquad (100\text{-}312)$$

Do tog se izraza dolazi na osnovu ovog razmatranja. Koeficijent prelaza topline pri relativnoj brzini v_4 [m/s] između kola kočnice i okolnog zraka može se prema *Nusseltu* približno odrediti iz izraza:

$$\alpha_2 = 6{,}14 \cdot v_4^{0{,}78} \qquad (100\text{-}313)$$

Brzina v_4 približno je jednaka obodnoj brzini kola kočnice. S_4 [m²] označuje vanjsku i unutarnju površinu vijenca kola kočnice. Na postranoj površini kola kočnice opada relativna brzina sa smanjenjem promjera. Zbog toga se postrana ploha kola kočnice razdijeli na nekoliko prstenastih ploha S_5, S_6, S_7 itd., kojima odgovaraju srednje brzine v_5, v_6, v_7 itd. Ostale oznake u izrazu (100-312) znače isto kao u izrazu (100-311).

Proizvedena količina topline u kočnici za spuštanje iznosi:

$$Q_p = G \cdot h \cdot z \cdot \eta \cdot A \text{ [kcal/h]} \qquad (100\text{-}314)$$

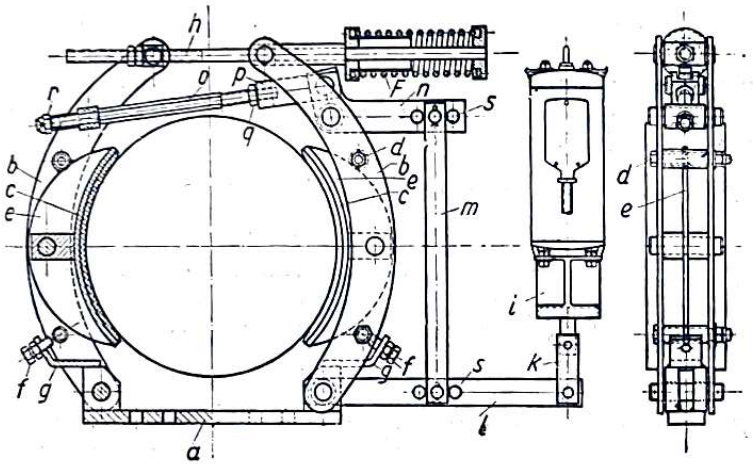
gdje je G [kp] — prosječna težina tereta kojeg se spušta,
h [m] — prosječna visina spuštanja,
z — broj spuštanja u satu,
η — stepen korisnosti prigonskog uređaja za dizanje,
$A = \frac{1}{427}$ [kcal/kpm] — mehanički ekvivalent topline.

Proizvedena količina topline u zaustavnoj kočnici iznosi:

$$Q_p = \left[\frac{G'}{g} \cdot \frac{v^2}{2} - \frac{W_v \cdot v \cdot t_k}{2}\right] z' \cdot \eta \cdot A \text{ [kcal/h]} \qquad (100\text{-}315)$$

gdje je G' [kp] — težina granika kojeg treba kočenjem zaustaviti, odnosno težina vitla,
g [m/s²] — ubrzanje zemljine teže,
v [m/s] — brzina vožnje,
W_v [kp] — otpor ustaljene vožnje,
t_k [s] — vrijeme kočenja,
z' — broj kočenja u satu,
η — stepen korisnosti uređaja za vožnju.

Izjednačenjem proizvedene količine topline s odvedenom količinom topline u pojedinim kočnicama može se izvršiti dobra kontrola dimenzija odabranog kola kočnice s obzirom na zagrijavanje kočnice.



Sl. 100-206 Dvočeljusna kočnica s pomičnim čeljustima (MAN, Nürnberg) [132].

Na većim je kočnicama zgodnije da su im čeljusti pomične jer dobro prianjaju uz kolo i kad izrada kočnice nije baš tačna. Konstrukcija kočnice s pomičnim čeljustima prikazana je na slici 100-206. Na toj slici označuje: a — postolje, b — polugu čeljusti kočnice, c — čeljust kočnice, d — granični vijak, e — rebro čeljusti kočnice, f — vijak za izjednačenje zazora kočnice, g — nosač, h — vlačnu motku pera, i — otkočni magnet, k — spojnicu, l, m n, o — poluge, p — viljušku, q, r — protumatice, s — rupe za promjenu prenosnog omjera, F — pero kočnice.

Pojasne kočnice

Pojasne kočnice koče postepeno, tj. bez naglih zahvata, kao što je to slučaj pri kočenju dvočeljusnim kočnicama opterećenim utegom. Omatanjem pojasa oko kola kočnice lako se dolazi do velikih tarnih površina, a time i do malih specifičnih pritisaka i kod malih promjera kola kočnice. Budući da su te kočnice po svojoj veličini manje od dvočeljusnih one su prikladnije od njih za snažna kočenja. Hlađenje kola pojasne kočnice slabo je, jer velik je dio površine vijenca kola pokriven pojasom kočnice. Velik nedostatak pojasnih kočnica je i taj što jako opterećuju osovinu na savijanje. Novije konstrukcije dvoćeljusnih kočnica sve više istiskuju pojasne kočnice iz gradnje granika. Primjena pojasnih kočnica u gradnji granika prije je bila znatna.

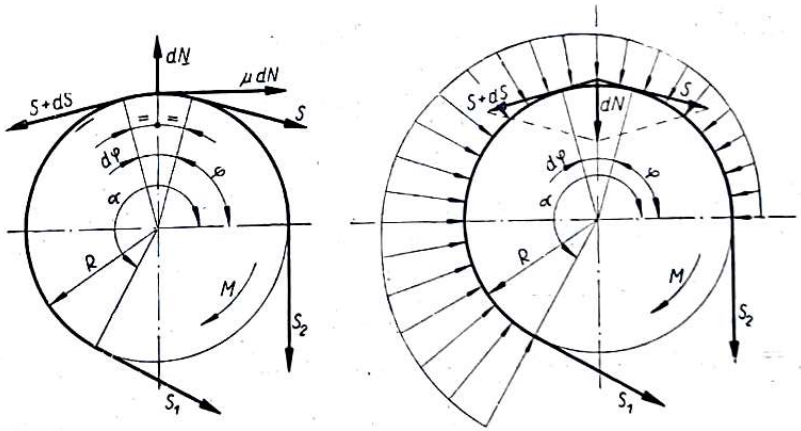
Pojas prebačen oko kola kočnice i pritegnut izaziva koćenje. Za proračun pojasnih kočnica treba znati koliko mora da bude pritegnut pojas da bi se izazvao određeni okretni moment. Taj okretni moment mora da bude veći ili jednak okretnom momentu koji djeluje na kolu kočnice.

Da bi se spriječilo preopterećenje kočnice i da bi se uzela u obzir promjenljivost koeficijenta trenja u pogonu, kočnicu treba jače dimenzionirati. Prema tome kočnicu treba dimenzionirati tako da može zakočiti moment:

$$M = m\, M_k \qquad (100\text{-}316)$$

gdje je m stepen sigurnosti koji znači isto i iste je veličine kao i u izrazu (100-298), a M_k potrebni moment kočenja.

Do odnosa između okretnog momenta M i sila zatezanja pojasa S_1 i S_2 može se doći ovim razmatranjem [137]: Neka okretni moment M djeluje u smislu kazaljke na satu, kako je prikazano na slici 100-207. Kraj pojasa na kojeg nailazi kolo zategnut je silom S_1, a kraj pojasa s kojeg silazi kolo zategnut je silom S_2.



Sl. 100-207

Zategnutost malog isječka pojasa, kojemu je dužina određena kutom $d\varphi$ i kojemu je udaljenost od kraja pojasa s kojeg silazi kolo određena kutom φ, izaziva normalan pritisak na površinu kola dN. Uslijed tog normalnog pritiska dolazi pri kočenju do sile trenja $\mu\, dN$, koja djeluje na kolo kočnice u protivnom smjeru od nacrtanog na slici 100-207. Zbog djelovanja spomenute sile trenja na isječak pojasa sila je zatezanja

pojasa na lijevom kraju isječka veća od sile zatezanja pojasa na desnom kraju isječka. Na slici su te sile zatezanja označene sa $S + dS$ i S.

Sva tri uslova za ravnotežu sila, koje djeluju na promatrani isječak pojasa, mogu se napisati:

$$(S + dS)\cos\frac{d\varphi}{2} - S\cos\frac{d\varphi}{2} = \mu\, dN \qquad (100\text{-}317)$$

$$(S + dS)\sin\frac{d\varphi}{2} + S\sin\frac{d\varphi}{2} = dN \qquad (100\text{-}318)$$

$$(S + dS)\ R - S \cdot R = \mu\ dN \cdot R \qquad (100\text{-}319)$$

Budući da je za male veličine kuta $d\varphi$ približno:

$$\sin\frac{d\varphi}{2} = \frac{d\varphi}{2} \qquad \text{i} \qquad \cos\frac{d\varphi}{2} = 1$$

prva se dva navedena uslova mogu napisati u obliku:

$$dS = \mu\, dN$$

$$S\, d\varphi = dN$$

pri čemu je mala veličina drugog reda $dS \cdot d\varphi$ zanemarena. Dijeljenjem tih izraza dobiva se da je:

$$\frac{dS}{S} = \mu\, d\varphi$$

Integriranjem te jednadžbe dolazi se do izraza:

$$\int\frac{dS}{S} = \int\mu\, d\varphi$$

$$\ln S = \mu \cdot \varphi + C$$

Za $\varphi = 0$ je $S = S_2$, a $C = \ln S_2$. Uvrštavanjem te vrijednosti za konstantu u gornju jednadžbu dolazi se do izraza:

$$\ln S - \ln S_2 = \mu \cdot \varphi; \qquad \ln\left(\frac{S}{S_2}\right) = \mu \cdot \varphi; \qquad \frac{S}{S_2} = e^{\mu\varphi}$$

Za $\varphi = \alpha$ je $S = S_1$. Prema tome se može napisati da je sila zatezanja pojasa:

$$S_1 = S_2 \cdot e^{\mu\alpha} \qquad (100\text{-}320)$$

U tom je izrazu $e = 2{,}718\ldots$ (baza prirodnih logaritama), μ koeficijent trenja između pojasa i kola kočnice koji ovisi o materijalu kojim je obložen pojas. Za oblaganje pojasa dolaze u obzir isti materijali koji se primjenjuju i za čeljusne kočnice. Kut obuhvatanja α kreće se kod uobičajenih izvedbi kočnica između 180° i 270°. Vrijednosti za $e^{\mu\alpha}$ za dane su odnose navedene u tablici 100-27. Iz navedenog se izraza vidi da je sila S_1, kojom je zategnut kraj pojasa na kojeg nailazi kolo, veća od sile S_2 kojom je zategnut kraj pojasa s kojeg silazi kolo kočnice.

Tablica 100-27 Vrijednosti $e^{\mu\alpha}$

α^0	$\frac{\alpha}{2\pi}$	Vrijednosti $e^{\mu\alpha}$ za koeficijent trenja μ							
		0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5
72	0,2	1,13	1,21	1,29	1,37	1,46	1,55	1,65	1,87
144	0,4	1,29	1,46	1,65	1,87	2,18	2,41	2,73	3,51
216	0,6	1,46	1,76	2,13	2,57	3,1	3,74	4,52	6,59
252	0,7	1,55	1,93	2,41	3,0	3,74	4,66	5,81	9,02
288	0,8	1,65	2,12	2,75	3,51	4,52	5,81	7,47	12,35
360	1,0	1,87	2,57	3,51	4,81	6,59	9,02	12,35	23,14
	1,5	2,57	4,11	6,59	10,55	16,92	27,08	43,38	
	2	3,51	6,59	12,35	23,14	43,38			

Iz izraza (100-319) izlazi da je $dS = \mu\, dN$, prema čemu je:

$$S_1 - S_2 = \Sigma\mu\ dN \qquad (100\text{-}321)$$

gdje $\Sigma\mu\, dN$ označuje ukupnu silu trenja na obodu kola iznad kuta obuhvatanja α.

Ako se želi zakočiti djelovanje obodne sile P onda treba da bude:

$$P \leqq \Sigma\mu\ dN = S_1 - S_2 = S_2(e^{\mu\alpha} - 1) \qquad (100\text{-}322)$$

Na osnovu ovog izraza konačno se dolazi do traženih odnosa između okretnog momenta M i sila zatezanja pojasa S_1 i S_2:

$$S_2 = \frac{P}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{M}{R}\,\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \qquad (100\text{-}323)$$

$$S_1 = S_2 \cdot e^{\mu\alpha} = \frac{M}{R}\,\frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \qquad (100\text{-}324)$$

Kontrola opterećenosti pojasne kočnice, odnosno kontrola njezina zagrijavanja, vrši se na isti način kao i kontrola dvočeljusne kočnice. Metode koje se u tu svrhu upotrebljavaju iznesene su u odlomku o dvočeljusnim kočnicama. Vrši li se ta kontrola na osnovu iskustvenih vrijednosti za produkt $p \cdot v$, treba voditi računa o tome da je veličina specifičnog pritiska p između pojasa i kola kočnice na različitim mjestima oboda kola različita. Veličinu tog specifičnog pritiska može se odrediti na ovaj način:

Prema ranije navedenome normalni je pritisak na površinu kola $dN = S \cdot d\varphi$. Taj normalni pritisak djeluje na površinu $dA = R \cdot d\varphi \cdot b$. Sa b je označena širina pojasa kočnice, a ostale se oznake odnose na sliku 100-207. Normalni pritisak na jedinicu površine prema tome iznosi:

$$p = \frac{dN}{dA} = \frac{S \cdot d\varphi}{R\, d\varphi \cdot b} = \frac{S}{R \cdot b} \qquad (100\text{-}325)$$

Iz navedenog se izraza vidi da je specifični normalni pritisak ovisan o veličini sile zatezanja pojasa. Prema tome je on najveći na kraju pojasa na kojeg nailazi kolo, a najmanji na kraju pojasa s kojeg silazi kolo,

kako je to prikazano na slici 100-207. Veličine tih specifičnih pritisaka su:

$$p_{max} = \frac{S_1}{Rb}; \qquad p_{min} = \frac{S_2}{Rb} \tag{100-326}$$

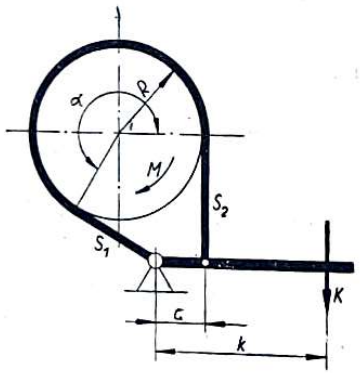
Vrijednosti za produkt $p \cdot v$, koje se odabiru za kontrolu opterećenosti čeljusnih kočnica, uzimaju se i za produkt $p_{max} \cdot v$ pri provjeravanju opterećenosti pojasnih kočnica.

Ako je kočnica zategnuta kad se kolo kočnice ne okreće, onda je sila zatezanja pojasa uzduž čitava pojasa jednaka. Prema tome su i specifični pritisci uzduž čitava oboda kola jednaki.

Postoje tri različite vrsti normalnih pojasnih kočnica, koje se međusobno razlikuju po razmještaju tačaka u kojima su zahvaćeni krajevi pojasa kočnice. To su:

jednostavne pojasne kočnice,
diferencijalne pojasne kočnice i
sumarne pojasne kočnice.

Budući da diferencijalne pojasne kočnice omogućuju malu zračnost između pojasa i kola kočnice i da djeluju trzajući, one se gotovo i ne upotrebljavaju u gradnji granika. Zbog toga ih ovdje nećemo promatrati.



Sl. 100-208 Jednostavna pojasna kočnica.

Jednostavne pojasne kočnice

Jedan je kraj pojasa jednostavne pojasne kočnice pričvršćen za neku čvrstu tačku konstrukcije vitla, odnosno granika, a drugi za polugu kočnice. Obično se za polugu kočnice pričvrsti onaj kraj pojasa s kojeg silazi kolo, jer sila je zatezanja u njemu manja. Slika 100-208 prikazuje jednostavnu pojasnu kočnicu. Silu K, kojom treba djelovati na polugu kočnice da bi se proizveo zahtijevani okretni moment M, može se odrediti na osnovu izraza:

$$K = \frac{S_2 a}{k} = \frac{M}{R} \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot \frac{a}{k} \tag{100-327}$$

gdje je R radijus kola kočnice.

Kad bi otkočni magnet djelovao na polugu kočnice na mjestu na kojem djeluje sila K, onda bi rad otkočnog magneta, prema kojem se on odabire, iznosio:

$$A = K \cdot h_k \cdot \frac{1}{\eta} \tag{100-328}$$

U ovom izrazu označuje h_k veličinu potrebnog podizanja poluge kočnice na mjestu udaljenom za k od okretišta poluge, da bi pri otkočenoj kočnici zračnost (zazor) između pojasa i kola iznosila λ. Stepen korisnosti mehanizma kočnice je η.

Do potrebnog podizanja h_k dolazi se na osnovu razlike u dužini pojasa, koja se pokazuje između zategnutog pojasa i pojasa odmaknutog za λ od kola kočnice, kad je kočnica otpuštena.

Ako je promjer kola kočnice označen sa D, onda je ta razlika:

$$h_a = \left[(D + 2\lambda)\pi - D\pi\right]\frac{\alpha}{2\pi} = \lambda \cdot \alpha \tag{100-329}$$

gdje je α izražen u radijanima. Upravo za veličinu h_a trebala bi se podići poluga kočnice na mjestu udaljenom za α od okretišta poluge, tj. u tački u kojoj je pričvršćen kraj pojasa za polugu. Prema tome mora da bude:

$$h_k = h_a \frac{k}{a} = \lambda \cdot \alpha \frac{k}{a} \tag{100-330}$$

Zazor, tj. radijalna zračnost između pojasa i kola, iznosi kao i kod dvočeljusnih kočnica $\lambda = 1$ mm do 3 mm. Odabiranje otkočnog magneta iz liste za magnete vrši se na način koji je iznesen za dvočeljusne kočnice. Veličina utega ili potrebna sila pera za pritezanje kočnice određuje se istim načinom kao i kod dvočeljusnih kočnica.

Kad bi se osovina kočnice okretala u protivnom smjeru od prikazanog na slici 100-208, onda bi se sile zatezanja S_1 i S_2 međusobno zamijenile. U tom bi slučaju sila K morala biti veća, ako bi se želilo da kočnica proizvede isti okretni moment M. Zbog tog različitog djelovanja ove kočnice pri različitim smjerovima njezina okretanja jednostavne se pojasne kočnice ne upotrebljavaju na prigonskim uređajima za vožnju, nego samo na prigonskim uređajima za dizanje.

Sumarne pojasne kočnice

Oba kraja pojasa sumarne kočnice pričvršćena su za polugu kočnice na taj način, da se pri djelovanju sile K na polugu kočnice i jedan i drugi kraj pojasa pritežu. Slika 100-209 prikazuje dva konstrukciona rješenja takve kočnice.

Veličinu sile K može se izračunati iz izraza:

$$K = (S_1 + S_2)\frac{a}{k} = \frac{M}{R} \cdot \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot \frac{a}{k} \tag{100-331}$$

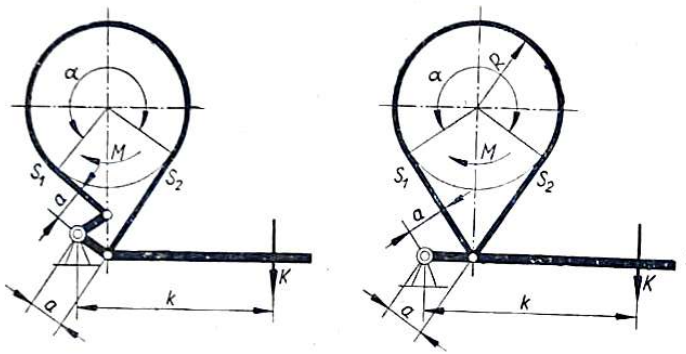
Budući da su oba kraja pojasa pričvršćena za polugu kočnice ta se poluga, na mjestu udaljenom za a od njezina okretišta, treba podići samo

za veličinu $h_a/2$. Prema tome potreban podizaj otkočnog magneta za takvu kočnicu iznosi:

$$h_k = \frac{h_a}{2}\,\frac{k}{a} = \frac{\lambda \cdot \alpha}{2}\cdot\frac{k}{a} \qquad (100\text{-}332)$$

S tako određenim veličinama za silu K i podizaj h_k može se pomoću izraza (100-328) odrediti rad otkočnog magneta.

Sumarne kočnice mogu se upotrebljavati i na onim uređajima kojih se kolo kočnice mora okretati u oba smjera. Djelovanje tih kočnica ne mijenja se kad se promijeni smjer vrtnje. Iz izraza (100-331) to se jasno vidi.



Sl. 100-209 Sumarne pojasne kočnice.

147 ZADRŽAČI

Zadržači se ugrađuju u prigonski uređaj za dizanje da bi onemogućili padanje tereta. Oni dopuštaju okretanje prigonskog uređaja samo u jednom smjeru, i to u smjeru dizanja tereta.

Zadržače treba, kao i kočnice, stavljati na osovinu s najvećim brojem okretaja, da bi zbog malog okretnog momenta na takvoj osovini dimenzije zadržača bile malene. Zbog toga su često zadržači ugrađeni u kočnicu i s njom čine jedan jedinstven element stroja. Kao zasebni elementi strojeva zadržači se primjenjuju u ručnim pogonima.

Prema načinu djelovanja zadržači se dijele na zupčaste i tarne.

Zupčasti zadržači

Na slici 100-210 prikazana je ploča zadržača sa zahvatkom. Među zube ploče zadržača upada zahvatka uslijed vlastite težine. Zahvat zahvatke najčešće se osigurava perom, ali je dobro da se zadržaču dade takav oblik da zahvatka bude sama uvučena među zube ploče zahvatača. To se postiže davanjem takvog nagiba čelnoj strani zuba da rezultanta S, čije su komponente normalni pritisak na zub F i sila trenja μF, prolazi ispod centra okretišta zahvatke. Veličina normalnog pritiska na zub može se odrediti iz okretnog momenta koji djeluje na osovini ploče zadržača, prema izrazu: $F = M/c$.

Do zahtijevanog nagiba čelne strane zuba dolazi se na osnovu zahtjeva da suma momenata sila koje uvlače zahvatku među zube bude veća od sume momenata sila koje se opiru tom uvlačenju. Prema oznakama na slici 100-210 taj se zahtjev može napisati ovako:

$$F \cdot a + G \cdot g > \mu F \cdot b + \mu_1 S \cdot \varrho \qquad (100\text{-}333)$$

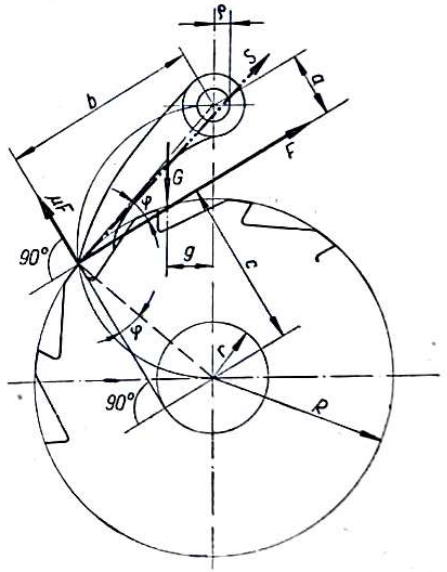
G označuje težinu zahvatke, a μ_1 koeficijent trenja u čepu zahvatke. Rezultanta $S = \sqrt{F^2 + (\mu F)^2}$. Da bi se došlo do veličine sile trenja u čepu zahvatke, uzelo se da je veličina normalne sile na čep približno jednaka rezultanti S. Zanemarujući momente uslijed vlastite težine zahvatke i uslijed sile trenja u čepu zahvatke zbog njihove neznatnosti, može se napisati:

$$F \cdot a > \mu F \cdot b \qquad \text{ili} \qquad \frac{a}{b} > \mu$$

Prema navedenoj slici:

$$\frac{a}{b} = \operatorname{tg}\varphi \approx \sin\varphi = \frac{r}{R} = 0{,}3 \qquad (100\text{-}334)$$

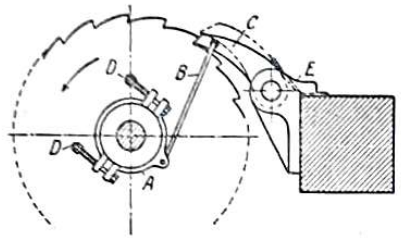
0,3 je uzeto zbog toga jer navedeni omjer mora da bude veći od koeficijenta trenja μ, a taj u slučaju pomicaja čelika po čeliku kad je mazanje slabo iznosi oko 0,2.



Sl. 100-210 Zupčasti zadržač.

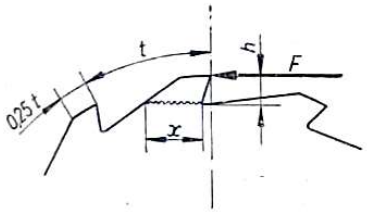
Do zahtijevanog nagiba čelne strane zuba dolazi se na osnovu tangente povučene na kružnicu polumjera $r = 0{,}3\ R$, kako je prikazano na slici 100-210.

Pri određivanju promjera ploče zadržača obično se promjer odabire malen, da brzina kojom se pri povratnom djelovanju sudare zahvatka i zub ploče bude manja. Povećavanjem promjera ploče smanjuje se doduše obodna sila, ali se povećava obodna brzina, što je iz navedenog razloga vrlo nepovoljno. Da bi se smanjila jačina spomenutog udarca često se stavljaju dvije zahvatke, koje su smještene tako da dok jedna prileži uz čelnu površinu zuba, druga je za polovicu razmaka zubi udaljena od čelne površine zuba.



Sl. 100-211 Bezbučni zadržač [138].

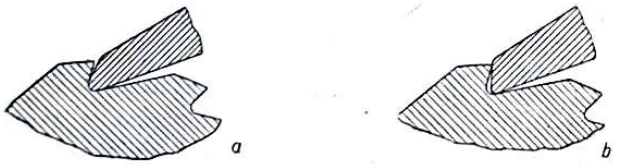
Ploče zadržača malog promjera imaju obično 8—12 zubi, kojima je visina $h = 5$ do 12 mm. Ploče velikih promjera imaju 15 do 20 zubi, a visina tih zubi $h = 15$—20 mm. Visina zuba kreće se između 0,25 t i



Sl. 100-212

0,35 t, gdje je t razmak zubi. Širina zuba $b = (0{,}5$ do 1) t. Za proračun zubi uzima se da sila F djeluje na vrhu zuba, kako je prikazano na slici 100-212. Prema tome je naprezanje na savijanje u zubu:

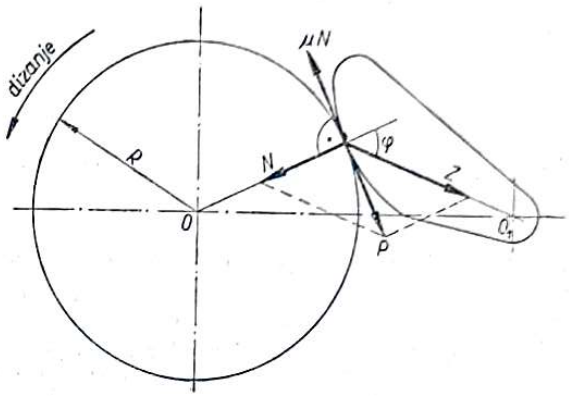
$$\sigma_s = \frac{F \cdot h \cdot 6}{b \cdot x^2} \text{ [kp/cm}^2\text{]} \qquad (100\text{-}335)$$



Sl. 100-213

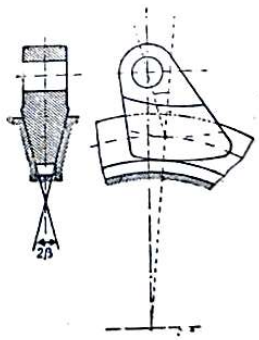
S obzirom na udarce dopuštena su naprezanja niska i iznose 400—600 kp/cm² za čelik i ljeveni čelik, a oko 200 kp/cm² za ljeveno željezo.

Zahvatka treba biti tako izvedena da leži uz korijen zuba, kako to prikazuje slika 100-213*a*. Položaj zahvatke prikazan na istoj slici pod *b* loš je jer sila djeluje na vrhu zuba i time ga jako opterećuje.



Sl. 100-214 Tarni zadržač.

Pri dizanju tereta zahvatač lupa po zubima kola, što čini buku. To je razlog zbog kojeg se grade bezbučni zadržači. Jedna jednostavna konstrukcija bezbučnog zadržača prikazana je na slici 100-211. Na tom zadržaču prsten A uslijed promjene sile trenja pri promjeni smjera okretanja osovine izdigne, odnosno uvuče zahvatač u zube ploče. Bezbučno, a i bez udaraca, rade i tarni zadržači.



Sl. 100-215

Tarni zadržači

Ploču i zahvatku tarnog zadržača prikazuje slika 100-214. Zahvatka se slobodno može okretati na svojoj osovini i djelovanjem vlastite težine ili pera pritisnuta je na ploču zadržača.

Okreće li se ploča u smislu spuštanja tereta, ona privuče zahvatku i uklješti se. Uslijed toga dolazi u dodirnoj tački do velikih pritisaka koji djeluju na čep zahvatke i osovinu ploče. Okretanjem ploče u protivnom smislu, tj. u smislu dizanja tereta, ona se od toga oslobađa i okreće se slobodno.

Da ne bi teret padao kad je zadržač uklješten, sila trenja između ploče i zahvatke mora da bude μN veća od obodne sile P, koju izaziva okretni moment težine tereta. Prema tome je:

$$\mu N \geqq P = \frac{M}{R} \qquad (100\text{-}336)$$

Budući da je prema oznakama na slici $P = N \operatorname{tg} \varphi$, to je:

$$\mu N \geqq N \operatorname{tg} \varphi \qquad (100\text{-}337)$$

Iz ovog se izraza vidi da za sigurno držanje tereta mora da bude $\operatorname{tg}\varphi \leqq \mu$, gdje je μ najmanji mogući koeficijent trenja između ploče i zahvatke. On se obično odabire sa $\mu = 0{,}08 - 0{,}1$ za čelik i ljeveno željezo. Prema tome je kut φ veoma malen, iznosi približno 5° do 6°. Posljedica toga su veliki pritisci Z i N koji mogu dovesti pri jakom udaru do takvih deformacija da zahvatka proklizne. Zbog toga je ova vrst zadržača nesigurna. Da bi im se sigurnost povećala, izvodi se dodirna ploha zahvatke i ploče klinasto, kako to prikazuje slika 100-215.

200 Prenosila povremene dobave

U ovu grupu spadaju sva prenosila koja se pojedinačno ili u grupama povremeno kreću po pruzi ili cesti. Možemo ih razvrstiti na:

1. rudničke i industrijske željeznice,
2. cestovna i putna transportna sredstva,
3. viseća prenosila i
4. žičare i lančare.

U okviru ove knjige obuhvatit ćemo samo najvažnija transportna sredstva iz prve navedene grupe, a to su rudničke lokomotive.

211 RUDNIČKE LOKOMOTIVE

Velik dio transporta u rudnicima savladavaju rudničke lokomotive. Zahtjevi za povećanjem proizvodnje u rudnicima ugljena sve su više postavljali i zahtjeve za bržim i ekonomičnijim transportom ugljena u rudnicima. Kad se još uzmu u obzir i ogromne količine kamena i ostale jalovine, što se također mora transportirati, postaje razumljivo zbog čega je upravo rudnički transport dao glavni podstrek izgradnji željeznica i lokomotiva. Pa ipak je prošlo gotovo čitavo stoljeće dok je konstruirana lokomotiva prikladna za transport u jami. Parnu lokomotivu nije se moglo upotrijebiti u jami. Lokomotiva s benzinskim motorom također nije bila prikladna za rad u jami zbog visokog sadržaja ugljičnog monoksida u ispušnim plinovima i zbog lako upaljivog goriva.

Lokomotive koje saobraćaju pod zemljom, u jamama, nazivamo *jamskim lokomotivama*. Lokomotive koje saobraćaju vani, tj. na površini, nazivamo rudničkim *površinskim lokomotivama*. Te rudničke površinske lokomotive grade se parne i električne. Osim tih lokomotiva, saobraćaj na površini savladavaju u rudnicima i normalne industrijske lokomotive, bilo parne bilo dizl-lokomotive.

Glavni zahtjevi kojima mora da udovolji konstrukcija jamskih lokomotiva su ovi:

— visina lokomotive mora da bude malena, da bi mogla raditi u niskim prostorima ispod zemlje,
— uslijed ograničenosti ventilacije u rudnicima bilo kakvi štetni sastojci ispuha stroja moraju se održati u određenim sigurnosnim granicama,
— u rudnicima u kojima prijeti opasnost od eksplozije, lokomotiva mora da bude tako građena da ni iskrom ni plamenom ne prouzroči eksploziju.

Navedeni zahtjevi čine i suštinsku razliku između jamskih lokomotiva i lokomotiva određenih za rad na površini.

Kao jamske lokomotive danas su već izvedene zračne lokomotive, dizel-lokomotive i električne lokomotive. One čine tri glavne vrsti sadašnjih jamskih lokomotiva s obzirom na vrst njihova prigonskog uređaja. Od svake spomenute vrsti lokomotiva nalazi ih se veliki broj u rudničkom saobraćaju. Postoje i druge vrsti jamskih lokomotiva koje su zastupljene manjim ili malim brojem jedinica u rudničkom saobraćaju. Neke od njih, interesantne po konstrukciji, kasnije ćemo spomenuti.

Jamske lokomotive dijele se u tri grupe prema vrsti njihove gradnje i to:

— na otkopne lokomotive, među koje spadaju sve s oznakom manjom od 150,
— na sabirne lokomotive, među koje spadaju sve s oznakom između 150—300 i
— na odvozne lokomotive kojima je oznaka veća od 300.

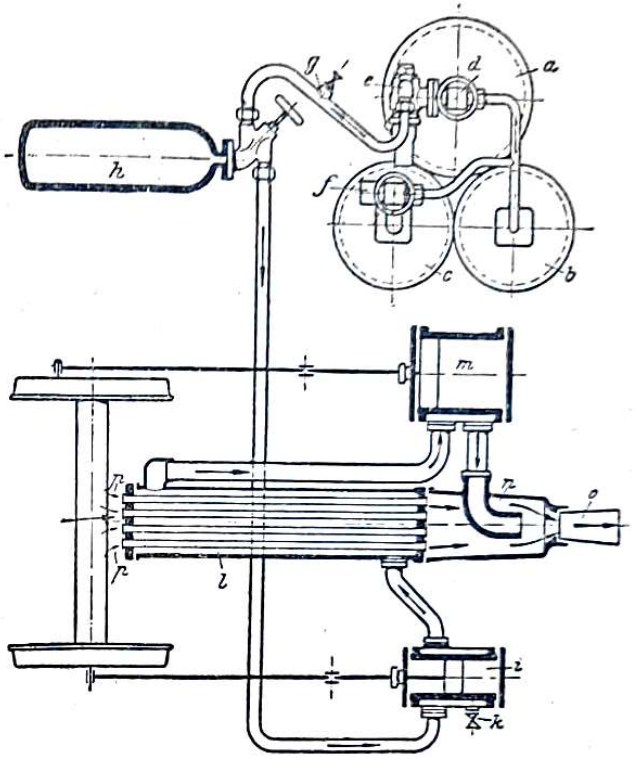
Pod oznakom jamske lokomotive razumijeva se produkt između težine lokomotive u službi izražene u tonama i satne snage lokomotive izražene u KS.

Zračne lokomotive. Iako je već 1687. godine bilo predloženo da se komprimirani zrak upotrijebi za pokretanje motora, do upotrebe zračnih lokomotiva došlo je tek 1874. godine.

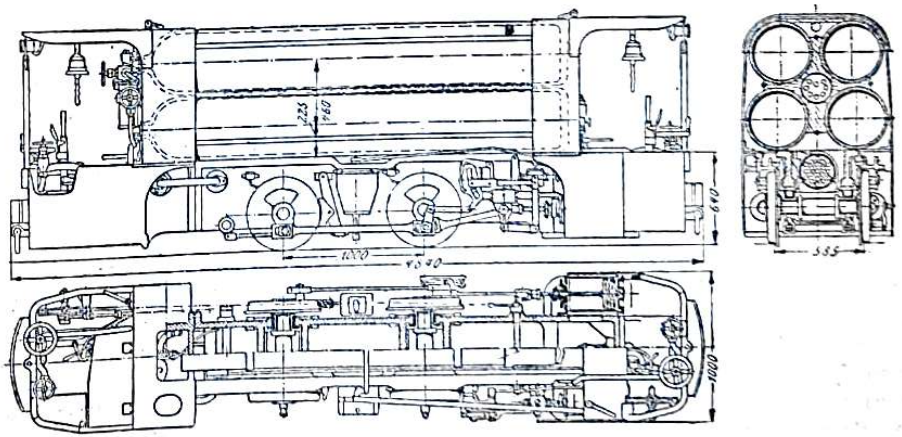
Zračne se lokomotive sa sigurnošću mogu upotrijebiti u rudnicima u kojima postoji opasnost od eksplozije i požara. One su u tom pogledu sigurnije od svih ostalih vrsti lokomotiva. Njihova dobra osobina je i ta što pospješuju ventilaciju prostora u kojima rade, jer njihov je ispuh čisti hladan zrak. Ograničenost njihova akcionog radijusa povećavala se povećanjem tlaka u zračnim rezervoarima i povećanjem volumena tih rezervoara. Tlak zraka u rezervoarima kreće se oko 150—225 atp. Prije ulaska u cilindre lokomotivskog stroja taj se tlak reducira na 12—30 atp, pri čemu se zrak znatno ohladi. Za zagrijavanje tako ohlađenog zraka ima lokomotiva predgrijače koje grije vanjski zrak, tj. jamski. U kompaundnim lokomotivskim strojevima neophodni su i međugrijači zraka, koji zagriju ohlađeni zrak prije njegova ulaza u niskotlačni cilindar. Snage zračnih lokomotiva kreću se oko 5—45 KS. Jedno punjenje omogućava im akcioni radijus od 2—11 km, već prema veličini lokomotive. Težine su im približno do 11 tona.

Svojstvo zračnih lokomotiva da ih se sa sigurnošću može upotrijebiti u jamama u kojima postoji opasnost od eksplozije i požara čini ih veoma prikladnim za otkopne lokomotive. No kako otkopne lokomotive ne smiju biti veće od rudarskog vagoneta, postoje velike poteškoće da se zračna lokomotiva izvede tako malih dimenzija, jer zračni rezervoari zahtijevaju mnogo prostora. Nemoguće je zasada izraditi lokomotivu koja bi mogla jednim punjenjem raditi čitavu smjenu, ili barem pola smjene, nego ju je potrebno nekoliko puta puniti unutar jedne smjene. To zahtijeva dovođenje visokotlačnih zračnih cijevnih vodova do u blizinu otkopa, što je jedan od jakih razloga slabe primjene takvih lokomotiva. Visoki investicioni troškovi vezani uz stanicu za punjenje zračnih lokomotiva čine ih neekonomičnim u jamskom pogonu.

Na slici 200-1 je prikazana shema jedne zračne kompaundne lokomotive, a na slici 200-2 izgled jedne rudničke zračne lokomotive.

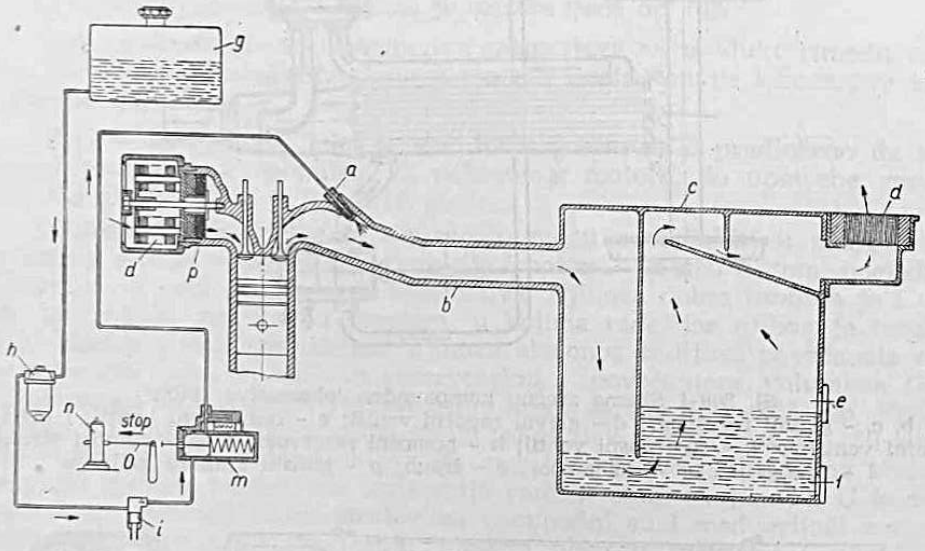


Sl. 200-1 Shema zračne kompaundne lokomotive [140].
a, b, c, - glavni rezervoar; *d* - glavni zaporni ventil; *e* - redukcioni ventil; *f* - napojni ventil; *g, k* - sigurnosni ventil; *h* - pomoćni rezervoar; *i, m* - cilindri stroja; *l* - predgrijač; *n* - ekshaustor; *o* - ispuh; *p* - jamski zrak za grijanje.



Sl. 200-2 Rudnička zračna lokomotiva [141].

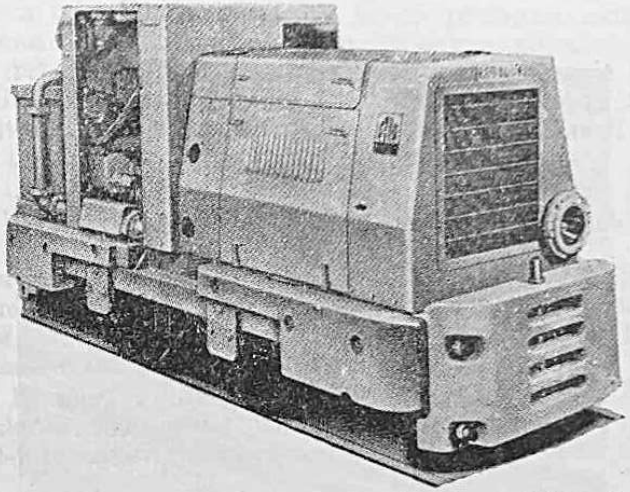
Dizl-lokomotive nemaju nedostatke koje smo spomenuli za benzinske lokomotive. Za jamske lokomotive mogu se odabrati tako teška dizl-goriva da ona ne planu pri normalnim okolnostima koje prouzrokuju požar, kao što su doticaj s rudarskom svjetiljkom ili zapaljenom šibicom, ili pak uslijed iskre koja je nastala nekim kresanjem. Prema tome takvo gorivo nije opasan uzročnik požara u jamama kao što je to benzin ili benzol. Visoka kompresija u dizl-motorima (35 at kod oko 700° C) uz veliku količinu zraka osigurava potpuno izgaranje goriva do takve mjere da je zagađivanje jamskog zraka ugljičnim monoksidom neznatno prema onome što uzrokuju benzinske lokomotive. Budući da se dizl-lokomotiva pokazala prikladnom za jamski pogon, već se 1930. godine pristupilo razvijanju vatrosigurnih dizl-lokomotiva. U Velikoj Britaniji se već godine 1939. pojavljuju dizl-lokomotive u rudnicima ugljena, za koje je postojalo dopuštenje za rad pod vatrosigurnim uslovima.



Sl. 200-3 Ispušni dio vatrosigurnosnog uređaja dizl-lokomotive (ORENSTEIN & KOPPEL A-G).
a - sapnica za ubrizgavanje vode u ispušnu cijev, *b* - ispušna cijev, *c* - ispušni lonac, *d* - pločasti osigurač, *e* - otvor za punjenje, *f* - ispust vode, *g* - rezervoar za vodu, *h* - filtar vode, *i* - pumpa za vodu, *m* - prekidač, *n* - pumpa za gorivo, *o* - regulaciona motka, *p* - filtar za zrak.

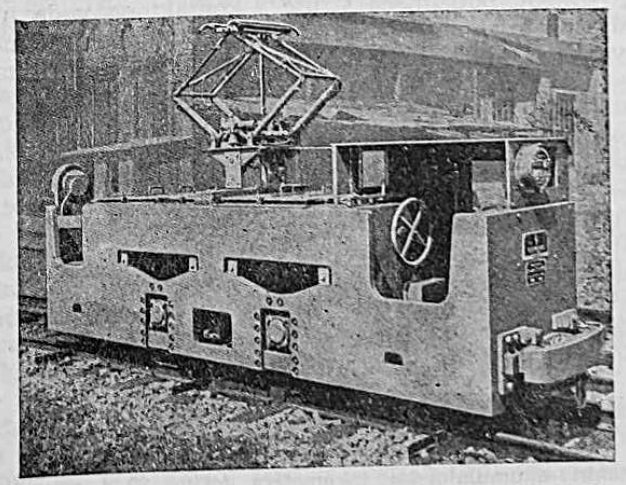
Takve lokomotive kojima se može raditi u jamama gdje postoji opasnost od eksplozije metana ili ugljene prašine snabdjevene su vatrosigurnim napravama. Bitni dio tih naprava sastoji se od ispušne cijevi hlađene vodom, od sapnice za ubrizgavanje vode u ispušnu cijev, ispušnog lonca hlađenog vodom i pločastih osigurača smještenih na ispušnom loncu i na zračnoj usisnoj cijevi dizl-motora. Skica ispušnog dijela spomenutog osiguranja prikazana je na slici 200-3. Pločasti osigurači sastavljeni su od čeličnih ploča širokih 50 mm, s međurazmacima od 0,8 mm,

kako bi se ispušni plinovi prolazom kroz takav osigurač mogli ohladiti na odgovarajuću temperaturu i u slučajevima kad zakaže djelovanje ubrizgavanja vode i djelovanje vodene kupke u ispušnom loncu.



Sl. 200-4 Jamska dizl-lokomotiva snage 50 HP (Ruston and Hornsby Ltd.) [143].

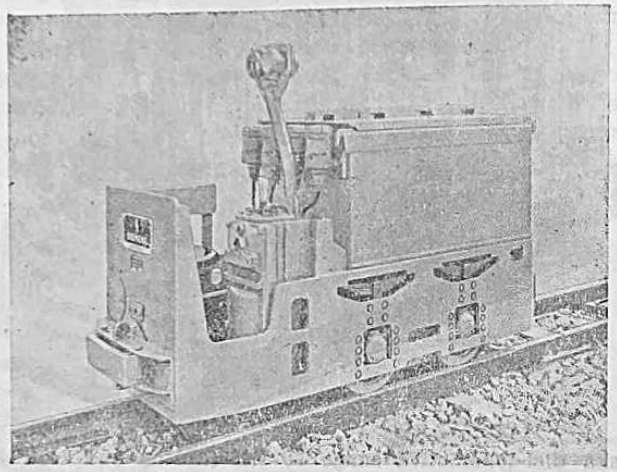
Kad zakaže ubrizgavanje vode u ispušnu cijev onda se djelovanjem specijalnog kontrolnog aparata obustavi dovod goriva dizl-motoru i time se motor zaustavi. I električki uređaj za osvjetljenje takvih lokomotiva na odgovarajući je način osiguran da ne bi prouzrokovao eksploziju u jami.



Sl. 200-5 Kontaktna lokomotiva težine 13 t (SIEMENS-SCHUCKERTWERKE AG).

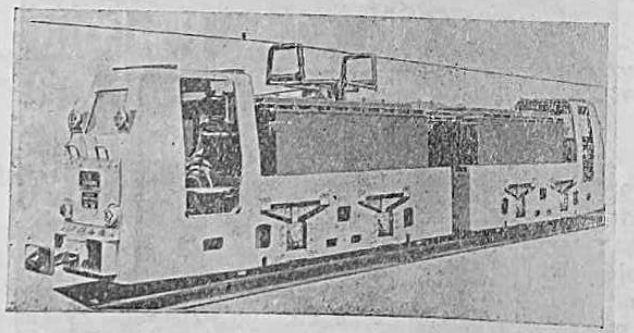
Jamske dizl-lokomotive grade se jačine 9 do 90 KS. Težine im se kreću od 2,6 do 14 t, a brzine vožnje od 2,4 do 18 km/h. Slika 200-4 prikazuje jamsku dizl-lokomotivu snage 50 HP.

Električke lokomotive grade se kao kontaktne, akumulatorske i kontaktno-akumulatorske lokomotive.



Sl. 200-6 Akumulatorska lokomotiva težine 4,3 t (Siemens-Schuckertwerke AG).

Od svih vrsti lokomotiva koje se primjenjuju u jamskom pogonu, kontaktne pružaju najveću sigurnost pogona, najbolje savladavaju gust saobraćaj, a snaga im je po jedinici težine najveća. Te lokomotive imaju i svoje velike mane: opasnost od dodira kontaktnih vodova i opasnost uslijed iskre između oduzimača struje i kontaktnog voda u metanskim jamama i gdje postoji opasnost od eksplozije ugljene prašine. Za te su lokomotive vezani i veliki investicioni troškovi za elektrifikaciju pruga.



Sl. 200-7 Kontaktno-akumulatorska lokomotiva težine 20 t (Siemens-Schuckertwerke AG).

Kontaktne lokomotive grade se različitih veličina, od približno 4 do 30 t. To se odnosi na američke konstrukcije, dok se evropske kreću od približno 7 do 20 t, a snaga im dosiže do približno 170 kW. Brzina im iznosi od 10 do 18 km/h. Na slici 200-5 prikazana je kontaktna lokomotiva snage $2 \times 36{,}5$ kW i težine 13 t, za razmak tračnica od 750 mm.

Dok se promjena vučne sile kontaktnih lokomotiva vrši ukapčanjem vučnih motora u seriju ili paralelno, ta se promjena akumulatorskih lokomotiva može izvesti odgovarajućim spajanjem pojedinih ćelija. Te lokomotive trebaju prema tome samo jedan motor, što je povoljno za gradnju malih otkopnih lokomotiva. Dobre su im strane i te što se jednostavnom zaštitom njihovog električkog uređaja mogu izvesti vatrosigurnim. Uzrok njihovoj relativno maloj primjeni može ležati u njihovoj osjetljivosti i visokoj cijeni akumulatora.

Težina tih lokomotiva kreće se od 2,2 do približno 15 t, a snaga od 6—52 kW.

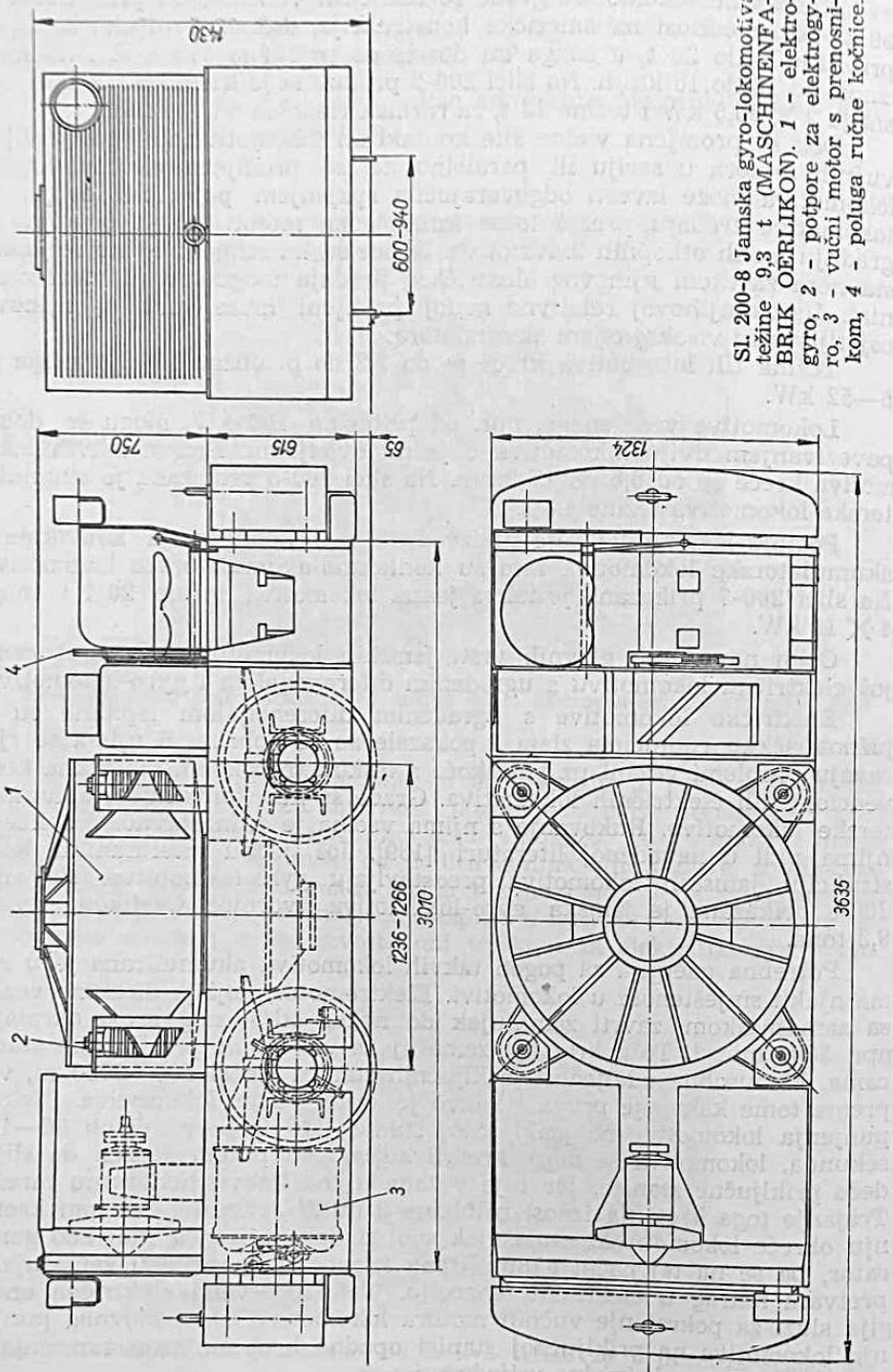
Lokomotive veće snage, npr. od približno 100 kW, mogu se dobiti povezivanjem dviju lokomotiva u jednu dvodjelnu. Brzina takvih lokomotiva kreće se od 5,5 do 15 km/h. Na slici 200-6 prikazana je akumulatorska lokomotiva težine 4,3 t.

Postoje lokomotive koje su izvedene kao kombinacija kontaktne i akumulatorske lokomotive i to su kontaktno-akumulatorske lokomotive. Na slici 200-7 prikazana je takva jedna lokomotiva težine 20 t i snage 4×15 kW.

Osim navedenih glavnih vrsti jamskih lokomotiva spomenut ćemo još električku lokomotivu s ugrađenim diferencijalom i gyro-lokomotivu.

Električke lokomotive s ugrađenim diferencijalom ispitane su u južnoafričkim rudnicima zlata i pokazale su se dobrim. S njima se rješavaju problemi vezani uz poteškoće s teškim trakcionim motorima konvencionalnih električnih lokomotiva. Grade se kao kontaktne i akumulatorske lokomotive. Rukovanje s njima veoma je jednostavno. Pobliže o njima vidi u navedenoj literaturi [139]. Još jednu interesantnu konstrukciju jamskih lokomotiva predstavljaju gyro-lokomotive. Na slici 200-8 prikazana je jamska gyro-lokomotiva tvornice Oerlikon, težine 9,3 tona.

Potrebna energija za pogon takvih lokomotiva akumulirana je u zamašnjaku smještenom u lokomotivi. Elektromotor, koji je direktno vezan sa zamašnjakom, zavrti zamašnjak do nekog određenog broja okretaja, npr. 3000 min^{-1}. To pokretanje zamašnjaka vrši se na priključnim stanicama. Međusobna udaljenost priključnih stanica iznosi 500—3000 m, već prema tome kakva je pruga i kakvo je opterećenje lokomotiva. Nakon punjenja lokomotive na priključnoj stanici, što traje približno 60—100 sekunda, lokomotiva se može kretati kojim god putem se želi do slijedeće priključne stanice, jer nije vezana ni na kakvu kontaktnu mrežu. Trajanje toga kretanja iznosi približno 2 do $2^1/_2$ minute. Pri tom kretanju okreće lokomotivski zamašnjak svoj motor koji sada radi kao generator, pa se na taj način akumulirana kinetička energija u zamašnjaku pretvara natrag u električnu energiju. Tako dobivena električna energija služi za pokretanje vučnih motora lokomotive. Do ponovnog punjenja lokomotive na priključnoj stanici opadne broj okretaja zamašnjaku na 2/3 njegove maksimalne vrijednosti.



Sl. 200-8 Jamska gyro-lokomotiva težine 9,3 t (MASCHINENFABRIK OERLIKON). *1* - elektrogyro, *2* - potpore za elektrogyro, *3* - vučni motor s prenosnikom, *4* - poluga ručne kočnice.

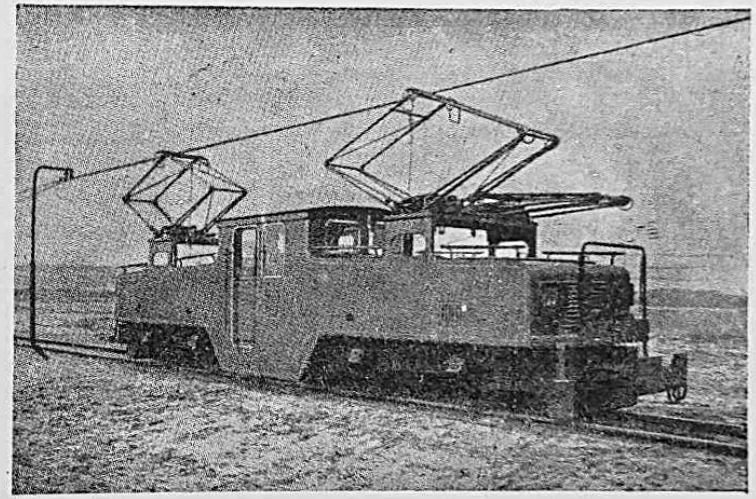
Rotor spomenutog uređaja, kojeg nazivamo elektrogyro, okreće se na kugličnim ležajima u okrilju napunjenom vodikom. Vodik se u okrilju nalazi pod tlakom od 0,7 ata, a služi za reduciranje gubitaka trenja i za poboljšanje hlađenja.

Pokusi su pokazali da je zamašnjaku potrebno više od 11 sati da se zaustavi ako se počeo okretati sa 3000 okretaja u minuti.

Količina energije koja može biti akumulirana u zamašnjaku kreće se od 5,6 do 9 kWh, već prema njegovoj veličini i obliku. Potrošnja energije iznosi 40 do 130 Wh/t km, već prema tome kakva je pruga i kakvi su uslovi pogona.

Gyro-lokomotive ekonomične su na prugama s kratkim staničnim rastojanjima.

Od rudničkih površinskih lokomotiva spomenut ćemo parne lokomotive. Po svojoj konstrukciji te se lokomotive razlikuju od normalnih parnih lokomtiva po tome što je njihov parni kotao veoma nisko smješten na fremu lokomotive. Ovo smanjenje visine lokomotive potrebno je zbog toga da bi mogla provlačiti vlak kroz otvore u velikim bagerima.



Sl. 200-9 Električka rudnička površinska lokomotiva Bo' Bo' težine 46 t [142].

Zahtjevu za snažnijom lokomotivom parna lokomotiva nije mogla udovoljiti, i zbog toga na njeno mjesto dolazi električka rudnička površinska lokomotiva. Poznato je da se električke lokomotive velikih snaga mogu izvesti kao lokomotive relativno malih dimenzija, u odnosu prema drugim vrstama lokomotiva. To je moguće zbog toga što se izvor energije za pokretanje električkih lokomotiva nalazi izvan nje. Prema tome su takve lokomotive sposobne da i teške vlakove podvlače pod bager.

Na slici 200-9 prikazana je takva jedna lokomotiva težine 46 t, snage 4×88 kW kod 600 V, za prugu s razmakom tračnica 900 mm.

Električke rudničke površinske lokomotive grade se i težine od približno 150 t, snage od 1500 kW, za pruge s normalnim razmakom tračnica od 1435 mm. Sagrađena je i rudnička površinska lokomotiva Bo' Bo' + Bo' Bo' težine 240 t, snage 2 × 1500 kW.

Iz navedenog se vidi da u rudničkom transportu postoji nekoliko sistema lokomotivske vuče. Potrebno je veoma malo statističkih podataka da se vidi od kolike je važnosti za ekonomiku rudnika dobro odabran sistem lokomotivske vuče.

SKRAĆENICE ZA NAZIVE TVORNICA

ĐĐ	»Đuro Đaković«, industrija lokomotiva, strojeva i mostova, Slav. Brod
MAN	Maschinenfabrik Augsburg, Nürnberg A. G., Werk Nürnberg
Demag	Demag Aktiengesellschaft, Duisburg
Metalna	»Metalna«, tovarna konstrukcij in strojnih naprav, Maribor
Vulkan	»Vulkan«, tvornica dizalica i ljevaonica, Rijeka
Litostroj	Titovi zavodi »Litostroj«, Ljubljana
STT	»Strojna tovarna«, Trbovlje
RK	»Rade Končar«, tvornica električnih strojeva, Zagreb
AEG	Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft, Berlin-Grünewald Hohenzollerndamm 150
SSW	Siemens-Schuckertwerke Aktiengesellschaft, Berlin — Siemensstadt, Erlangen
Škoda	Závody V. I. Lenina, Plzeň, Národní podnik

SKRAĆENICE ZA ČASOPISE

Mechan. Handling . .	»Mechanical Handling«, Incorporating »Materials Handling«. Published by Industrial Publications Limited, Dorset House, Stamford Street, London S. E. 1.
Fördern u. Heben .	»Fördern und Heben«, Verlag für Wirtschaftsschrifttum Otto K. Krausskopf, Wiesbaden
DH u F	»Deutsche Hebe- und Fördertechnik«, Eichhorn-Druckerei und Verlag Kallenberg GMBH., Ludwigsburg
MAN Mitteilungen .	»MAN Zwanglose Mitteilungen« aus dem Kranbau der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A. G., Werk Nürnberg
Demag — Nachr. . .	»Demag Nachrichten«, Hausmitteilungen der Demag Aktiengesellschaft Duisburg
Fördertechnik . . .	»Fördertechnik«, Zeitschrift für Förderanlagen aller Art, A. Ziemsen Verlag, Wittenberg Lutherstadt
Vestnik	»Strojniški vestnik« glasilo oddelka za strojništvo Tehniške fakultete in Inštituta za turbostroje v. Ljubljani, glasilo Strojniškega društva LR Slovenije ter strojne industrije Slovenije, Ljubljana, Aškerčeva 16
Strojarstvo	»Strojarstvo« časopis Društva strojarskih inženjera i tehničara Hrvatske, Zagreb, Berislavićeva 6
Tehnika	»Tehnika« organ Saveza inženjera i tehničara Jugoslavije, Beograd, Kneza Miloša 7/II
Strojírenství	»Strojírenství« Technický měsíčník ministerstev strojírenství, Praha II, Spálená 51
Obzor	»Strojnický Obzor«, časopis věnovaný otázkám kovoprůmyslu a strojní praksi, Praha
VDI	»Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure«, Deutscher Ingenieur-Verlag GmbH, Düsseldorf
The Eng	»The Engineer«, Morgan Brothers (Publishers) LTD., AT 28, Essex Street, Strand, London, W. C. 2.
Annalen	»Glasers Annalen« Zeitschrift für Eisenbahnwesen und Verkehrstechnik, Georg Siemens Verlagsbuchhandlung, Berlin W 35 und Bielefeld

IZVORI

Brojevi u uglatim zagradama [ ] u tekstu odnose se na navedene izvore:

[1] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 203.
[2] *Stephan*, Die technische Mechanik des Maschineningenieurs, Band II, 1921, str. 84—86.
[3] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band I, 1952, str. 206.
[4] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band I, 1952, str. 207.
[5] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band I, 1952, str. 208.
[6] Prema *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 215.
[7] Prema *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 216.
[8] Prema Stahl im Hochbau, 1953, str. 252.
[9] *Dub*, Der Kranbau, 1922, str. 405.
[10] Prema *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 573.
[11] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 212—213.
[12] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band II., 1951, str. 76.
[13] Ausrüstungen für Bergbau und Schwerindustrie, Band I, str. 18, slika 27.
[14] *Kraut*, Strojarski priručnik, 1956, str. 101 i 346.
[15] *Hänchen*, Winden und Krane, 1932, str. 221, slika 480.
[16] Prema *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 214.
[17] Prema *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 220.
[18] Prema *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 222.
[19] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band II, 1959, str. 273.
[20] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 219—225.
[21] Metoda proračunavanja motora prema *Ernst*, Die Hebezeuge, Band I, 1952, str. 210.
[22] *Bogdanow-Petuchow*, Bremsvorrichtungen an Kranen, 1955, str. 27.
[23] *Bogdanow-Petuchow*, Bremsvorrichtungen an Kranen, 1955, str. 33.
[24] Podaci za primjer su uzeti iz knjige *Bogdanow-Petuchow*, Bremsvorrichtungen an Kranen. 1955, str. 47.
[25] *Кифер-Абрамович*, Грузоподъемные машины, 1957, str. 459.
[26] *Руденко*, Грузоподъемные машины, 1957, str. 237.
[27] *Парницкий-Шабашов*, Мостовые краны общего назначения, 1958, str. 223.
[28] *Bogdanow-Petuchow*, Bremsvorrichtungen an Kranen, 1955, str. 56.
[29] Tehnički podaci granika koji su potrebni za proračun uzeti su iz knjige pod [28] na str. 59.
[30] *Bethmann*, Die Hebezeuge, 1930, str. 247.
[31] *Hänchen*, Winden und Krane, 1932, str. 3, slika 2.
[32] Prema *Strathausen*, Hebemaschinen, Band 2, 1952, str. 18, B, 18,1.
[33] Podaci za primjer uzeti su iz knjige *Bogdanow-Petuchow*, Bremsvorrichtungen an Kranen, 1955, str. 69.
[34] *Broughton*, Electric Cranes, 1958, str. 22, sl. 12.
[35] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 190—192.
[36] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band II, 1959, str. 87.
[37] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band II, 1959, str. 76.
[38] DH u F, 1959, str. 175.
[39] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band II, 1959, str. 86.
[40] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band II, 1959, str. 185.
[41] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band II, 1959, str. 234.
[42] Demag Nachrichten, 1954, H. 136, str. 15.

[43] *Strathausen*, Hebemaschinen, Band 2, 1952, str. 100.
[44] *Kowalski*, Konstruktion der Winden und Krane, 1948, str. 146.
[45] *Kowalski*, Konstruktion der Winden und Krane, 1948, str. 147.
[46] *Kowalski*, Konstruktion der Winden und Krane, 1948, str. 148.
[47] *Hütte* II B, Berlin, 1960, str. 406.
[48] Prema *Strathausen*, Hebemaschinen, Band 2, 1952, str. 115—119.
[49] *Strathausen*, Hebemaschinen, Band 2, 1952, str. 130.
[50] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 325, obr. 323.
[51] Berechnungsgrundlagen für Stahlbauteile von Kranen und Kranbahnen DIN 120 Deutscher Normenausschuss. (Ovi se propisi prevedeni na češki jezik nalaze u knjizi *Balcar*, Jeřáby 1946, str. 385, a u izvatku u knjigama: Stahl im Hochbau, 1953, str. 251; *Neumann*, Schweisstechnisches Handbuch für Konstrukteure, Band 1, 1955, str. 430).
[52] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 385.
[53] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band II, 1959, str. 97.
[54] *Ricken*, Die Ausbildung vollwandiger Laufkranhauptträger, Fördertechnik, XXX. (1937), 308.
[55] *Ernst* Die Hebezeuge, Band II, 1959, str. 79.
[56] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 326.
[57] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band II, 1959, str. 83.
[58] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band II, 1959, str. 85.
[59] *Парницкий-Шабашов*, Мостовые краны, 1958, str. 248, Fig. 95.
[60] Stahl im Hochbau, 1953, str. 251.
[61] Stahl im Hochbau, 1953, str. 255.
[62] Stahl im Hochbau, 1953, str. 131. (Berechnungsgrundlagen für Stahl im Hochbau).
[63] Stahl im Hochbau, 1953, str. 140. (Berechnungsgrundlagen für Stabilitätsfälle im Stahlbau (Knickung, Kippung, Beúlung) DIN 4114. Vidi i [61].
[64] Nauka o pružnosti a pevnosti, Technický průvodce, 1944, str. 57 i 58.
[65] Statika stavebních konstrukcí, Technický průvodce, 1946, str. 100.
[66] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 497.
[67] *Andrée*, Die Statik des Kranbaues, 1922, str. 4.
[68] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 537.
[69] *Hänchen*, Winden und Krane, 1932, str. 265.
[70] *Dub*, Der Kranbau, 1922, str. 266.
[71] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str 520.
[72] *Dub*, Der Kranbau, 1922, str. 274.
[73] Vorschriften für geschweisste Stahlhochbauten, DIN 4100 (Vidi: Stahl im Hochbau, 1953, str. 309 ili *Neumann*, Schweisstechnisches Handbuch für Konstrukteure, Band 1, 1955, str. 222.
[74] Vorläufige Vorschriften für geschweisste, vollwandigen Eisenbahnbrücken vom 8. 11. 1938. (Vidi Stahl im Hochbau, 1953, str. 256 i *Neumann*, Schweisstechnisches Handbuch für Konstrukteure, Band 1, 1955, str. 338.)
[75] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 473.
[76] Prema *Neumann*, Schweisstechnisches Handbuch für Konstrukteure, Band 1, 1955, str. 352.
[77] Prema *Neumann*, Schweisstechnisches Handbuch für Konstrukteure, Band 1, 1955, str. 354—355.
[78] Tehnički podaci za te profile nalaze se u knjizi Stahl im Hochbau, 1953, str. 63—65.
[79] *Neumann*, Schweisstechnisches Handbuch für Konstrukteure, Band 1, 1955, str. 360.
[80] Vidi i *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 489.
[81] *Neumann*, Schweisstechnisches Handbuch für Konstrukteure, Band 1, 1955, str. 446—447.
[82] Zusatzblatt November 1942. zu DIN 120 Berechnungsgrundlagen für Stahlbauteile von Kranen und Kranbahnen [51].
[83] Podaci za proračun glavnog nosača mosta granika uzeti su prema proračunu *R. Hänchena*, Fördertechnik XXXI (1938), 124.
[84] *Černoch*, Sváření kovů, 1944, str. 586.
[85] *Neumann*, Schweisstechnisches Handbuch für Konstrukteure, Band 1, 1955, str. 443.

[86] Izvor kao pod [85] str. 467.
[87] Izvor kao pod [85] str. 445.
[88] Prema izvoru pod [73] (*Neumann*, str. 227).
[89] *Парницкий-Шабашов*, Мостовые краны, 1958, str. 202.
[90] Fördern u. Heben, Sonderausgabe, Deutsche Industrie-Messe Hannover 1961, str. 208, sl. 25.
[91] Vidi DIN 120, § 22, odlomak 2.
[92] Vidi *Ernst*, Die Hebezeuge, Band II, 1951, str. 238.
[93] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band II, 1951, str. 224 i 225; *Andrée*, Statik der Schwerlastkrane, str. 26, R. Oldenbourg, München und Berlin, 1919.
[94] *Hänchen*, Winden und Krane, 1932, str. 409.
[95] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 699.
[96] *Meebold*, Die Drahtseile, 1953, str. 3.
[97] *Meebold*, Die Drahtseile, 1953, str. 4.
[98] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 8.
[99] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band III, 1955, str. 166.
[100] *Meebold*, Die Drahtseile, 1953, str. 40.
[101] *Meebold*, Die Drahtseile, 1953, str. 6.
[102] *Meebold*, Die Drahtseile, 1953, str. 9.
[103] VDI 1929, str. 417; VDI 1930, str. 185; VDI 1931, str. 1486.
[104] *Scoble W. A.*: Wire ropes Research Committee Reports 1—5 (1920—1935). Proc. I. Mech. E.
[105] *Wyss*, Stahldrahtseile, 1957, str. 227.
[106] Prema *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 22.
[107] Prema *Wyss*, Stahldrahtseile, 1957, str. 232.
[108] Prema *Ernst*, Die Hebezeuge, Band I, 1958, str. 22.
[109] Vidi *Ernst*, Die Hebezeuge, Band I, 1958, str. 12—14.
[110] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 18.
[111] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 26.
[112] *Кифер-Абрамович*, Грузоподъемные машины, 1957, str. 22.
[113] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 28.
[114] Slika iz kataloga za kuglične i valjkaste ležaje tvornice SKF, NR 2000.
[115] *Руденко*, Грузоподъемные машины, 1957, str. 83.
[116] Prema *Strathausen*, Hebemaschinen, Band 1, 1960, str. 27.
[117] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 34.
[118] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 35.
[119] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band I, 1958, str. 57.
[120] Prema *Ernst*, Die Hebezeuge, Band I, 1958, str. 34.
[121] Prema *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 44.
[122] *Ernst*, Untersuchungen über die Beanspruchung der Seiltrommeln von Kranen und Winden. Mitteilungen aus dem Forschungsanstalten des Gutehoffnugshütte-Konzerns 1938, S. 195—215; Die Hebezeuge, Band I, 1958, str. 35.
[123] *Strathausen*, Hebemaschinen, Band I, 1960, str. 32.
[124] Prema *Hänchen*, Winden und Krane, 1932, str. 50.
[125] *Strathausen*, Hebemaschinen, Band I, 1960, str. 28.
[126] Vidi *Bažant — Nedoma — Spála*, Nauka o pružnosti a pevnosti, 1944, str. 330 i *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 67—69.
[127] *Руденко*, Грузоподъемные машины, 1957, str. 95.
[128] *Кифер-Абрамович*, Грузоподъемные машины, 1957, str. 81.
[129] *Tolle*, Ermitlung der Spannungen von Stäben mit gekrümmter Achse. VDI 1903, str. 884.
[130] *Balcar*, Jeřáby, 1946, str. 65.
[131] Vidi Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau, Band II, 1958, str. 476.
[132] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band I, 1958, str. 113.
[133] Izvor kao pod [128], str. 178.
[134] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band I, 1958, str. 109.
[135] *Bogdanow-Petuchow*, Bremsvorrichtungen an Kranen, 1955, str. 268.
[136] *Ernst*, Die Hebezeuge, Band I, 1958, str. 107—109.
[137] *Емцов*, Портовые и судовые грузоподъемные машины, 1937, str. 147—149.
[138] ten *Bosch*, Berechnung der Maschinenelemente, 1953, str. 375, sl. 3 (Hanfstengel).

[139] New developments in the design of electric locomotives for underground mining (The differential locomotive), The Locomotive 65 (1959), 139.
[140] *Schulte*, Druckluftlokomotiven, VDI 65 (1921), 1346, Abb. 3.
[141] VDI 65 (1921), 1347, Abb. 6—8.
[142] SIEMENS Elektrotechnik im Bergbau, Sammlung von Veröffentlichungen aus der »SIEMENS-ZEITSCHRIFT«, 1954, str. 105, sl. 3.
[143] British Diesel Mines Locomotives, Published by Locomotive and Allied Manufacturers' Association of Great Britain, London 1959, str. 55.

LITERATURA

Balcar O.: Jeřáby, Česka matice technická, Praha, 1946.
Ernst H.: Die Hebezeuge, Band I—III, Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig, 1958/59/55.
Broughton H. H.: Electric Cranes, E. & F. N. Spon, London, 1958.
Руденко Н. Ф.: Грузоподъемные машины, Машгиз, Москва, 1957.
Кифер Л. Г.-Абрамович И. И.: Грузоподъемные машины Часть I, Машгиз, Москва, 1957.
Парницкий А. Б.-Шабашов А. П.: Мостовые краны общего назначения, Машгиз, Москва, 1958.
Верник А. Б.: Мостовые краны болшой грузоподъемности, Машгиз, Москва, 1956.
Hänchen R.: Winden und Krane, Springer-Verlag, Berlin, 1932.
Strathausen E.: Hebemaschinen, Band I—II, Georg Westermann Verlag, Braunschweig, 1960/1952.
Dub R.: Der Kranbau, A. Ziemsen Werlag, Wittenberg, 1922.
Kowalski H.: Konstruktion der Winden und Krane, Hermann Schroedel Verlag K. G., Hannover-Darmstadt, 1948.
Bethmann H.: Die Hebezeuge, Verlag von Vieweg & Sohn A. G., Braunschweig, 1930.
Емцов Н. Н.: Портовые и судовые грузоподъемные машины, Огиз-Гострансте-хиздат, 1937.
Barat. I. J. — Plawinski W. I.: Kabelkrane, VEB Verlag Technik, Berlin, 1956.
Ausrüstungen für Bergbau und Schwerindustrie, Band I, Krane und Hebezeuge von Bergmann R. Hahmann E., Lehmann W., von Der Ohe H. H., Schwarz A., Wagner H., Fachbuchverlag Leipzig, 1956.
Dubbel-s Taschenbuch für den Maschinenbau, Band II, Springer-Verlag, Berlin, 1958.
Hütte des Ingenieurs Taschenbuch, II B, Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn, Berlin, 1960.
Bogdanow J. S. —Petuchow P. S.: Bremsvorrichtungen an Kranen, VEB Verlag Technik, Berlin, 1955.
Neumann A.: Schweisstechnisches Handbuch für Konstrukteure, Band 1—2, VEB Verlag Technik, Berlin, 1960.
Meebold R.: Die Drahtseile in der Praxis, Springer-Verlag, Berlin, 1953.
Wyss Th.: Stahldrahtseile der Transport- und Förderanlagen, Schweizer Druck- und Verlagshaus AG, Zürich, 1957.
Bucher G.: Drahtseile und ihre Herstellung, VEB Verlag Technik, Berlin, 1958.
Černoch S.: Sváření kovů, Vydal Dr. Eduard Grégr a syn, Praha, 1944.
Faltus F.: Svařování, nákladem České matice technické, Praha, 1947.
Винокурский Х. А.: Расчет пространственных крановых мостов, Машгиз, 1948.
Hänchen R.: Sperrwerke und Bremsen, Verlag von Julius Springer, 1930.
Pokorný J.: Elektrický pohon výtahů v průmyslu, Elektrotechnický Svaz Československý, Praha, 1946.
Pecold K.: Váhy, Státní nakladatelství technické literatury, Praha, 1956.
Меклер А. Г.: Электропривод крановых механизмов, Машгиз, 1947.
Gregor A.: Der Praktische Eisenhochbau, Band II, Kranlaufbahnen, Verlag von Hermann Meusser, Berlin, 1924.
Bernhard J. M.: Die Statik der Brückenkrane, Verlag R. Oldenbourg, München, 1925.
Stephan P.: Die technische Mechanik des Maschineningenieurs I—III, Springer-Verlag, Berlin, 1921.
Bažant Z. — Nedoma A. — Spála K.: Nauka o pružnosti a pevnosti, nákladem České matice technické, Praha, 1944.

Andrée L.: Die Statik des Kranbaues, Verlag von R. Oldenbourg, München, 1922.
Bažant Z. — Klokner F. — Kolář J. — Hruban K.: Statika stavebních konstrukcí, nákladem České matice technické, Praha 1946.
Kraut B.: Strojarski priručnik, naklada »Đuro Đaković«, Sl. Brod—Ljubljana, 1956.
Stahl im Hochbau, Handbuch für Entwurf, Berechnung und Ausführung von Stahlbauten, Verlag Stahleisen M. B. H., Düsseldorf, 1953.
Spitwakowski A. O. — Djatschkow W. K.: Förderanlagen, VEB Verlag Technik, Berlin, 1959.
Mey H.: Fliessarbeit und Förderung von Massengütern, Verlag Wilhelm Knapp Halle (Saale), 1951.
Heidebroek E.: Fördertechnik für Massengüter, Band I—II, VEB Wilhelm Knapp Verlag, Halle (Saale), 1952/1953.
Aumund H : Hebe- und Förderanlagen, Springer-Verlag, Berlin, 1958.
Bahr J.: Gurtbandförderer im Bergbau, Bergakademie Freiberg, Fernstudium, 1959.
Eckert H.: Bandstrassen im Baubetrieb, Springer-Verlag, Berlin, 1957.
Annerhed B. — Brandt J. R. — Boman K. G.: Band Conveyor Handbook, Industri Information NR 2/3, Infinitas, Stockholm, 1958.
Annett F. A.: Elevators, Mc Graw-Hill Book Company, Inc., New-York, 1960.
Hudson W. G.: Convevors. John Wilev & Sons, Inc., New York. 1950.
Hetzel F. V.: Belt Conveyors and Belt Elevators, John Wiley & Sons, INC., New York, 1926.
Штокман И. Г.: Динамика тяговых цепей рудничных конвейеров, Углетехиздат, Москва, 1959.
Hellmich H.: Die gleislose Flurförderung, Teil I—III., Beuth-Verlag G. m. b. H., Berlin 1929/1927/1927.
Kühn G.: Der gleislose Erdbau, Springer-Verlag, Berlin, 1956.
Becher M.: Transport und Lagerung von Getreide und Mühlenerzeugnissen, Fachbuchverlag Leipzig, 1955.
Michenfelder C.: Handbuch der Fördertechnik, Band I, Fachbuchverlag GMBH Leipzig, 1953.
VDI/AWF — Handbuch, Förderwesen (Beuth-Vertrieb GmbH., Berlin W 15, Uhlandstrasse 175).
Wundram O.: Mechanische Hafenausrüstungen, Verlag von Julius Springer, Berlin, 1939.
Peter P. — Mencl J.: Mechanizácia hydrotechnických stavieb, Slovenské vydatel'stvo technickej literatúry, Bratislava, 1957.
Matyás K.: Mechanisace výroby a dopravy dřeva v SSSR, Státní nakladatelství technické literatury, Praha, 1954.
Pavlović V. N.: Transport i izvoz u rudnicima, Beograd, 1959.
Schulte: Druckluftlokomotiven, VDI 65 (1921), 1345.
Spackeler: Die Grubenlokomotivbahnen in der Nachkriegzeit, VDI 73 (1929), 1339.
British Diesel Mines Locomotives, Published by the Locomotive and Allied Manufacturers' Association of Great Britain, London, 1959.
Gröning J.: Die elektrische Lokomotive mit hydraulischer Steuerung, Sonderabdruck aus der Bergmännischen Zeitschrift Glückauf, 90 (1954), 985/87.
New developments in the design of electric locomotives for underground mining (The differential locomotive), The Locomotive 65 (1959), 139.
Green T. E. — Gessler J. K.: The Electrogyro Locomotive, The Institution of Locomotive Engineers, 270 (1959—60), 396.

KAZALO

Adheziona težina 74, 75
Adhezioni koeficijent 16
Aksijalni ležaj okretnog granika 227

Bočne vodoravne sile 141
Broj okretaja dohvatnika 36
Brzina
— dizanja 35
— uvlačenja dohvatnika 127
— vjetra 31
— vožnje granika 35
— vožnje vitla 35
Bubnjevi 258

Centrično opterećenje štapova 149
Čeljusne kočnice 276
Čitavo vrijeme pokretanja 40

Dinamički moment 113
Dizl-lokomotive 298
Dodatne sile 140
Dohvatnik 116
Dopuštena naprezanja 143
Dopušteno vrijeme zaustavljanja 76
Dvočeljusne kočnice 277

Ekscentrično opterećeni tlačni štapovi 152
Električki prigon 51
Električne lokomotive 300
Elementi granika 239

Faktor izjednačenja 142
Faktor izmjeničnog naprezanja 154, 182, 183
Faktor trešnje 142
Ferodo-asbestos 279
Ferodo-fibre 279

Glavne sile 139
Glavno vrijeme pokretanja 40
Granik
— mosni 11, 155
— okretni 225
— poluportalni 11, 13
— portalni 11, 12
Grupe granika 138, 139
Gyro-lokomotiva 303

Hidraulički prigon 49

Isprekidani pogon 54
Izbor motora 54, 55, 58
Izmjenično naprezanje 153

Jamske lokomotive 295

Kablovo uže 241
Kočenje
— pri dizanju 80
— pri okretanju 85
— pri vožnji 71
Kočnice 275
— čeljusne 276
— pojasne 284
— za držanje 276, 281
— za spuštanje 275, 282
— zagrijavanje 281
— zaustavne 275, 282

Lanci 253
— člankasti 253
— zglobni (Gallovi) 255
Lančanici 257
Lančanik pogonski 93
Ležaj granika
— aksijalni 227
— vratni 227
Lokomotive 295
— dizl 298
— električke 300
— jamske 295
— površinske 295, 303
— rudničke 295
— zračne 296

Magnet
— otkočni 280
— za dizanje tereta 274
Minimalno vrijeme ubrzavanja pri pokretanju 42
Mjera zahvata 38
Moment
— dinamički 113
— kočenja 77
— otpora ubrzanja 113
— sile inercije 113
— tromosti 86, 87

Mosni granik 11, 155
Motorni prigon 45

Nesimetrični presjeci štapova 153
Nosiva užeta 241

Oblikovanje štapova 151
Okretanje granika 111
Okretni granik 225
— s kugličnim okretnim vijencem 225
— s okretnicom 225
— sa stožerom 225
Opterećenje hodnika granika 142
Opterećenje snijegom 142
Otkočni magnet 280
Otpor
— kotrljanja 15
— okretanja granika 111
— polazni 23
— trenja u ležajevima 19
— ubrzanja 23
— ustaljene vožnje 15
— vjetra 30
Otpori vožnje 15

Pogonski lančanik 93, 259
Pojasne kočnice 284
— jednostavne 288
— sumarne 289
Pokretanje granika 37
— elektromotorima 37
— motorima s unutarnjim izgaranjem 42
— parnim strojem 42
Pokretna užeta 241
Pokusno opterećenje 233
Polazni otpor 23
Pomicanje dohvatnika 116
Poprečni nosači 220
Postolje granika 137
Prameno uže 240
Prenosila povremene dobave 295
Prenosnici 92
— sa zupčanicima 97
Pretlak zastoja 30
Pretovarni most 11, 12, 44
Prigon granika 15, 44
Prigon
— električki 51
— hidraulički 49
— komprimiranim zrakom 51
— motorima s unutarnjim izgaranjem 49
— motorni 45
— parni 45
— ručni 44
Pritisak vjetra 30, 31
Pritisci točkova
— okretnice 230
— postolja granika 233
Progib 164
Protuuteg 228
Punostjeni nosači 165
Put zaustavljanja 71

Radni ciklus granika 48, 54
Razvrstavanje granika u grupe 137
Relativno opterećenje 59, 61, 138
Relativno trajanje rada 137
Relativno trajanje uključenja (rtu) 41, 53, 59, 60
Rešetkasti nosači 204
Ručni prigon 44
Rudničke lokomotive 295
Rudničke površinske lokomotive 303
(rtu) relativno trajanje uključenja 41, 53, 59, 60

Sigurnosni valjčići 228
Sila odupiranja 74
Sile dodatne 140
— glavne 139
— zaustavljanja pri vožnji 140
Slobodna dužina izvijanja 148
Slobodni užetnik 93
Snaga motora 33
Snaga za pokretanje granika 36
Specifični otpor ustaljene vožnje 21, 22
Spiralno uže 240
Srednja kvadratna snaga 55, 57
Stabilnost granika 230
Stepen korisnosti
— bubnja 34
— koloturnika 124
— lančanika 34
— pužnog pogona 34
— užetnika 34
— zupčanika 34
Stremeni 273

Tlačni štapovi 148
Tračnice 218
Trajnost čeličnih užeta 246
Ubrzanje kraja dohvatnika (pri uvlačenju) 125, 128
Ubrzanje pri pokretanju
— kod dizanja 62
— kod vožnje 62
Udvojeni koloturnici 94
Uklještenje granika 223
Uređaj za pomicanje dohvatnika 120
Usporenje granika 71
— maksimalno dopušteno 77
— maksimalno moguće 77
Uteg kočnice 280
Uže
— kablovo 241
— prameno 240
— spiralno 240
Užeta 239
— čelična 240
— desnovojna 240
— istosmjerna 243
— konopna 239
— ljevovojna 240
— nosiva 241
— paralelno pletena 244
— pokretna 241
— Tru-Lay 246
— zatvorena 241
Užetnici 257
Užetnik
— slobodni 93
— vodeći 93

Valjani nosači 157
Valjčići
— okretnice 228
— sigurnosni 228
Vitao granika 102
Vitao mosnog granika 102
Vitao s dohvatnikom 109
Višedjelni štapovi 149
Vlačni štapovi 144
Vodeći užetnik 93
Vratni ležaj 227
Vrijednost oblika 182, 184
Vrijeme pokretanja
— čitavo 40
— glavno 40
— pri dizanju 62
— pri vožnji 62
Vrijeme zaustavljanja 71, 76
— dopušteno 76
— najkraće moguće 76
— pri okretanju 91
Vrsti granika 139

Zadržači
— tarni 293
— zupčasti 290
Zagrijavanje
— kočnice 281
— motora 52
Zahvatač 274
Zahvatni moment 38
Zamašni moment 29
Zaustavljanje 71, 76
— pri okretanju 91
Zračne lokomotive 296

Znak: 407 Sv

Izdanje:
Prof. ing. JOZA SERDAR
PRENOSILA I DIZALA

Izdavač:
TEHNIČKA KNJIGA
Izdavačko poduzeće
ZAGREB, Jurišićeva 10

Za izdavača odgovara:
ING. KUZMAN RAŽNJEVIĆ

Uredništvo sveučilišnih udžbenika
Glavni urednik:
ZVONIMIR VISTRIČKA

Stručna recenzija:
Prof. ing. A. HEIM

Urednik edicije:
IVAN UREMOVIĆ

Tehnički urednik:
ŽARKO PAVUNIĆ

Korigirao:
AUTOR

Tisak:
Izdavačko-štamparsko preduzeće JŽ Subotica

Tisak dovršen:
RUJNA 1965.